



Aalborg Universitet

AALBORG UNIVERSITY
DENMARK

Vertikale temperaturgradienter i rum med konvektive strømninger

Overby, Heine

Publication date:
1993

Document Version
Også kaldet Forlagets PDF

[Link to publication from Aalborg University](#)

Citation for published version (APA):

Overby, H. (1993). *Vertikale temperaturgradienter i rum med konvektive strømninger*. Institut for Bygningsteknik, Aalborg Universitetscenter. Indoor Environmental Technology Bind R9312 Nr. Thesis no. 5

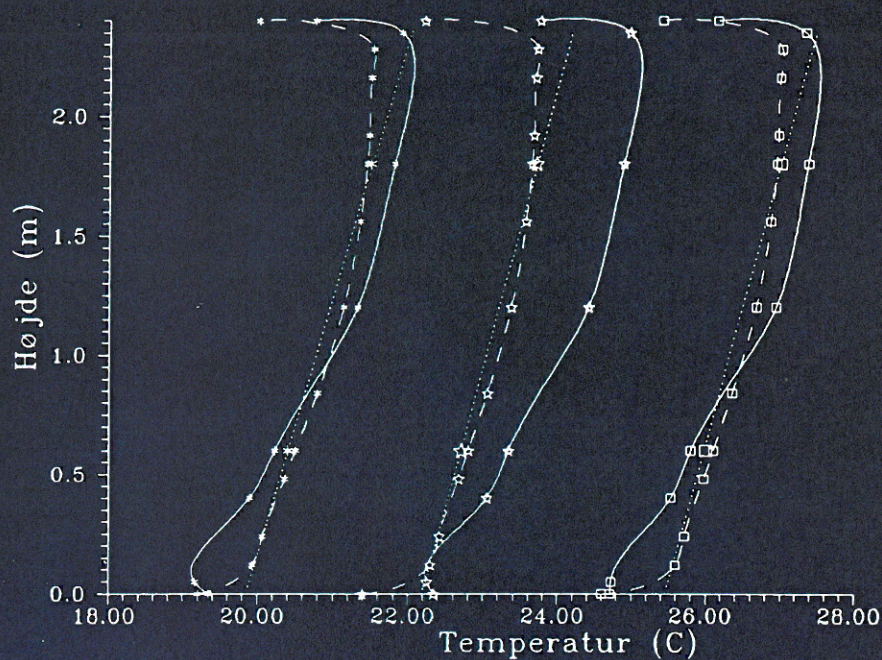
General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- ? Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- ? You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- ? You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal ?

Take down policy

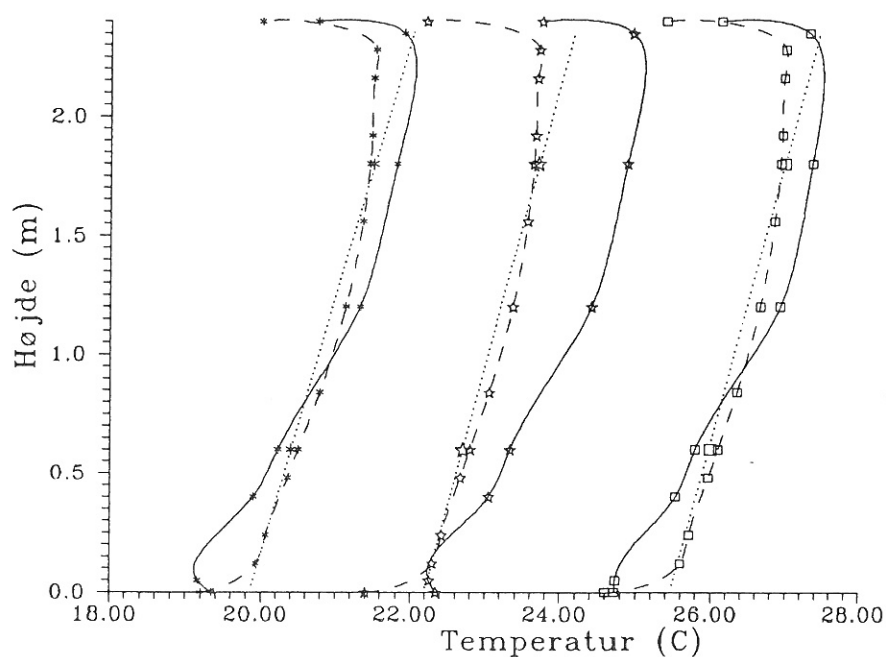
If you believe that this document breaches copyright please contact us at vbn@aub.aau.dk providing details, and we will remove access to the work immediately and investigate your claim.



Ph.D.-afhandling forsvaret offentligt på Aalborg Universitetscenter
den 10. november 1992

H. OVERBY
VERTIKALE TEMPERATURGRADIENTER I RUM MED KONVEKTIVE
STRØMNINGER
APRIL 1993

ISSN 0902-7513 R9312



Ph.D.-afhandling forsvaret offentligt på Aalborg Universitetscenter
den 10. november 1992

H. OVERBY
VERTIKALE TEMPERATURGRADIENTER I RUM MED KONVEKTIVE
STRØMNINGER
APRIL 1993

ISSN 0902-7513 R9312

Forord

Denne afhandling markerer afslutningen af mit Ph.D - studium ved Instituttet for Bygningsteknik, Aalborg Universitetscenter med lektor Mogens Steen-Thøde som vejleder.

Ph.D - studiet blev påbegyndt i september 1988, og alle dele heraf er udført ved universitetet.

Jeg vil her takke min vejleder Mogens Steen-Thøde, som har været en uvurderlig støtte som sparringspartner og inspirationskilde under projektfasen.

Jeg vil desuden takke Ingrid Christensen for rentegning af figurer, og Anders Møller som velvilligt har nærlæst rapporten inden trykning. Til slut vil jeg takke Else Marie Overby og Bente Kjærgaard for med stor flid at have læst korrektur på den skrevne rapport.

Aalborg, september 1992

Heine Overby

INDHOLDSFORTEGNELSE

side

Forord.....	1
--------------------	----------

1. Indledning

1.1 Historisk baggrund.....	5
1.2 Udviklingen omkring termiske bygnings- og luftstrømningsmodeller.....	6
1.3 Projektbeskrivelse.....	13

2. Laboratorieforsøg

2.1 Beskrivelse af klimakamre.....	17
2.1.1 Ikke ventileret klimakammer.....	17
2.1.2 Fortrængningsventileret klimakammer.....	21
2.2 Beskrivelse af udstyr til temperaturregistrering.....	23
2.2.1 Udstyr til dataopsamling.....	23
2.2.2 Nøjagtighed af måleudstyr.....	24
2.3 Beskrivelse af de anvendte varmekilder.....	26
2.3.1 Elradiatorer.....	26
2.3.2 Koncentreret punktkilde.....	27
2.3.3 Stor fladekilde.....	28
2.4 Forsøgsbeskrivelse.....	28
2.4.1 Forsøg i ikke ventileret klimakammer.....	28
2.4.2 Forsøg i fortrængningsventileret klimakammer.....	30

3. Forsøgsresultater

3.1 Termisk stratificering i opvarmet rum uden ventilation.....	32
3.1.1 Forsøg i klimakammer med 3,3 og 2,4 meters lokalehøjde.....	33
3.1.2 Sammenligning med eksterne forsøg i ikke ventileret klimakammer.....	43

side

3.2	Termisk stratificering i fortrængningsventilerede rum.....	45
3.2.1	Punktkildeforsøg.....	45
3.2.2	Fladekildeforsøg.....	47
3.2.3	Sammenligning med eksterne fortrængningsforsøg.....	49
3.3	Konklusion.....	51

4. Model til beregning af bygningers og rums varmebalance

4.1	Varmebalancer.....	53
4.1.1	Varmeledning gennem bygningsdele.....	53
4.1.2	Numeriske metoder.....	56
4.2	Overfladernes varmebalance.....	60
4.3	Rumluftens varmebalance.....	60
4.4	Forenkling af varmebalanceligningerne.....	62

5. Beskrivelse af en to-zone rummodel

5.1	Rummodel med et eller to luftknudepunkter.....	65
5.2	Model for konvektivt luftskifte mellem øvre og nedre rumzone.....	66
5.2.1	Flow langs lodrette flader.....	66
5.2.2	Motsatrettede flow langs lodrette flader.....	68
5.2.3	Volumenstrømme over varmekilder.....	68
5.2.4	Massebalance.....	71
5.3	Model for konvektiv energiudveksling mellem øvre og nedre rumzone..	71
5.3.1	Energiflow langs lodrette flader.....	73
5.3.2	Energiflow over varmekilder.....	74
5.3.3	Energiudveksling af hensyn til massebalancen.....	75
5.4	Placering af grænselagslinien mellem de to zoner.....	76

6. Implementering af to-zone model i Suncode

6.1	Beskrivelse af Suncode.....	81
-----	-----------------------------	----

6.1.1 "Edits"	81
6.1.2 "Loads"	82
6.2 Nødvendige forandringer af Suncode for indpasning af to-zone rummodellen.....	85
6.2.1 Model for strålingsudveksling.....	85
6.2.2 Model for beregning af konvektivt varmeovergangstal.....	89
6.3 Beskrivelse af ny programstruktur.....	92

7. Sammenligning af simulerings- og forsøgsresultater

7.1 Bestemmelse af højderne for de simulerede middellufttemperaturer.....	95
7.2 Transformation af konstanterne for de dimensionsløse profiler.....	98
7.3 Sammenligning af målte og simulerede overfladetemperaturer.....	101
7.4 Sammenligning af målte og simulerede lufttemperaturer og vertikale temperaturprofiler.....	112

8. Konklusioner og forslag til fremtidig forskningsindsats

8.1 Konklusion.....	121
---------------------	-----

Symbolliste.....	125
-------------------------	------------

Figurliste.....	128
------------------------	------------

Tabelliste.....	132
------------------------	------------

Referencer.....	133
------------------------	------------

Resumé.....	137
--------------------	------------

Summary.....	140
---------------------	------------

1. INDLEDNING

1.1 Historisk baggrund

Vores viden om og krav til indeklimaet er steget meget i de seneste årtier. Dette skyldes naturligvis hensynet til sundheden og velværet for de personer, som opholder sig i vore indemiljøer, og for hvem det må være en menneskeret ikke at blive udsat for gener, som på længere sigt måske kan føre til udvikling af sygdomme eller helbredsbebetet nedsættelse af livskvaliteten. Endvidere er tilfredsstillende komfortforhold en betingelse for et højt effektivitetsniveau.

Men hvilke ændringer i vores hverdag er så årsag til, at vores krav til indemiljøet er øget fra før til nu? Der er selvfølgelig mange forhold, som har ændret sig i de sidste årtier. Den tekniske kunnen sætter os i dag i stand til at styre indeklimaet i snart alle tænkelige retninger, ligesom vi i dag benytter vore bygninger mere intensivt. Ud over en større og større del af befolkningen opholder sig i indemiljø længere tid af døgnet, har den stigende teknologianvendelse også betydet, at man også indendørs opholder sig på samme sted og måske i samme arbejdsstilling i længere perioder. Denne udvikling fører til, at det enkelte menneske i højere grad er udsat for et monoklima, hvilket er det fremherskende klima omkring den enkeltes arbejdssted. Med denne udvikling er det derfor blevet nødvendigt at have større kontrol med det interne klima.

En anden ting, som har ændret sig radikalt, er vores syn på energien. Der har siden først i 70'erne været to energikriser, og udnyttelsen af de globale lagre af fossil brændsel påvirker jordens klima, ligesom ressourcerne udnyttes i en sådan grad, at vi inden for et begrænset antal år har brugt, hvad det har taget millioner af år at danne. Dette har betydet, at vores bygninger er bedre isolerede og tættere for at nedbringe energiforbruget til klimatisering af bygningerne, men samtidig medfører den mere udbredte teknologianvendelse større energiforbrug og dermed øgede uregulerbare interne belastninger. Begge forhold med store konsekvenser for det termiske indeklima.

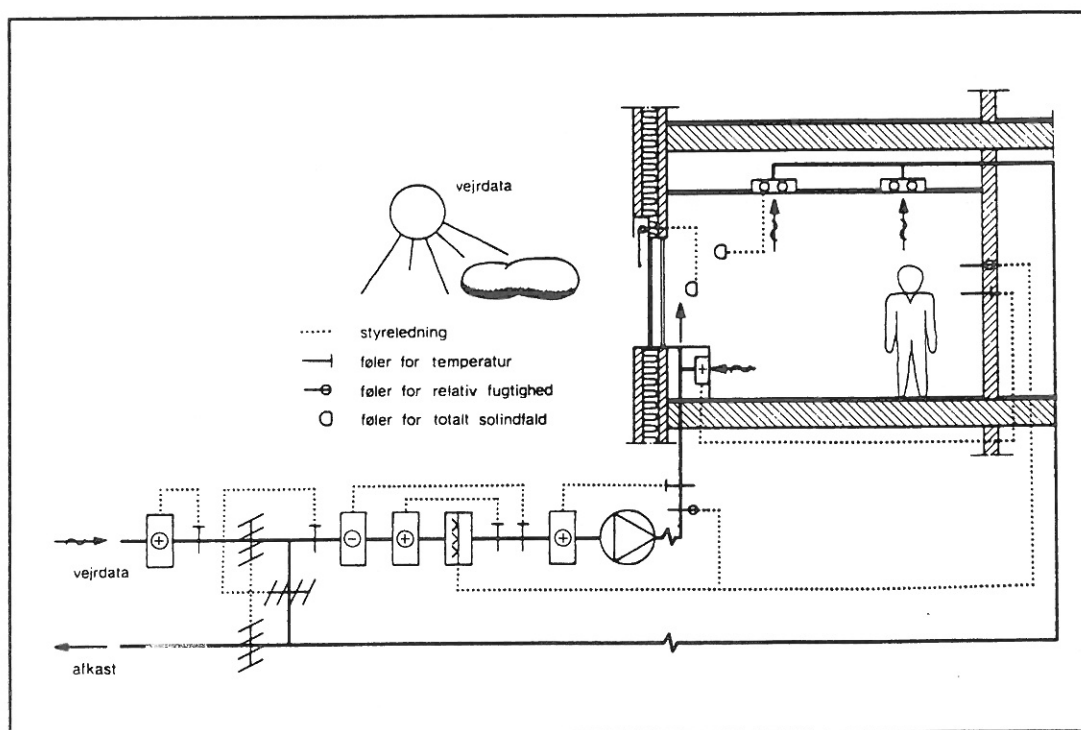
De skærpede krav til indeklimaet samt de øgede beregningsmuligheder, som EDB-udviklingen har medført, har ført til ønsket om flere og mere nøjagtige beregninger på projekteringsniveauet, således at de indeklimatekniske konsekvenser ved valg af

bygnings- og installationskomponenter kan klarlægges før opførelsen af et byggeri.

Udviklingen inden for databehandlingsområdet i det sidste årti har medført, at man i dag kan forudsætte, at der er EDB-udstyr til rådighed ved løsning af enhver teknisk opgave, ligesom den stadigt øgede datakraft gør det muligt at løse mere og mere komplekse beregningsopgaver. I takt med denne udvikling er der i de seneste år derfor gjort store anstrengelser for at forbedre og videreudvikle simuleringsprogrammer til beregning af bygningers indeklimaforhold.

1.2 Udviklingen omkring termiske bygnings- og luftstrømningsmodeller

I Danmark er det Statens Byggeforskningsinstitut, som gennem årene har stået for udvikling af de i Danmark mest anvendte programmer til simulering af bygningers termiske reaktioner. Det er programmerne TEMPFO /1/ og senere TSBI /2/, som er resultatet af denne udvikling.



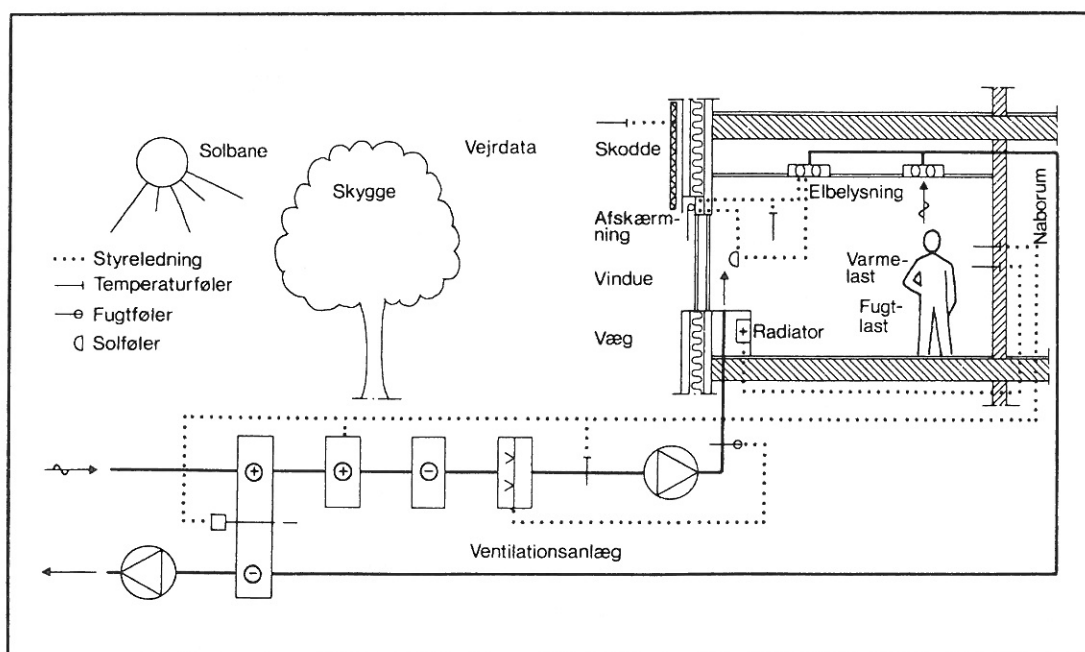
Figur 1.1 Principdiagram for TEMPFO 4 visende delelementer og deres reguleringsudstyr.

TEMPFO 4 fra 1974 er et af de første danske bygningssimuleringsprogrammer. TEMPFO 4 er skrevet i standard Fortran IV, og programafviklingen foregik på

datidens mainframe computere. Selve grundkernen i programmet er relativ simpel, idet programmet kun kan beregne på et rum. Den termiske model er meget forenklet, idet det forudsættes, at rummets varmekapacitet er samlet i et punkt (lag), og der regnes med, at alle overflader i rummet har samme temperatur. Da der ikke eksisterer overfladetemperaturforskelle, vil der heller ikke forekomme energiudveksling ved stråling, hvorfor en sådan model ikke eksisterer. Under selve inddateringen kan der angives hvor stor del af den tilførte energi, som skal tilføres overfladerne ved stråling, og hvor meget der tilføres rumluften ved konvektion. Denne opsplitning mellem konvektivt og strålmæssigt tilført energi holdes konstant gennem den aktuelle simulering.

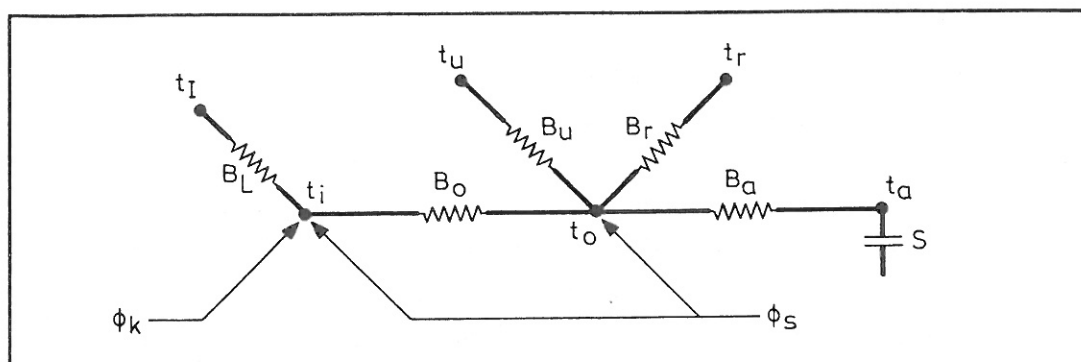
På figur 1.1 er vist TEMPFO 4's delelementer og deres reguleringsudstyr.

TSBI version 2.1, som kom i 1985, er skrevet i programmeringssproget Pascal og kan afvikles på mikrodator (PC). Selve bygningsmodellen for TSBI svarer til den model, som TEMPFO er programmeret over. Den store forskel ligger i den måde, hvorpå der inddateres, og hvordan uddata præsenteres (figur 1.2).



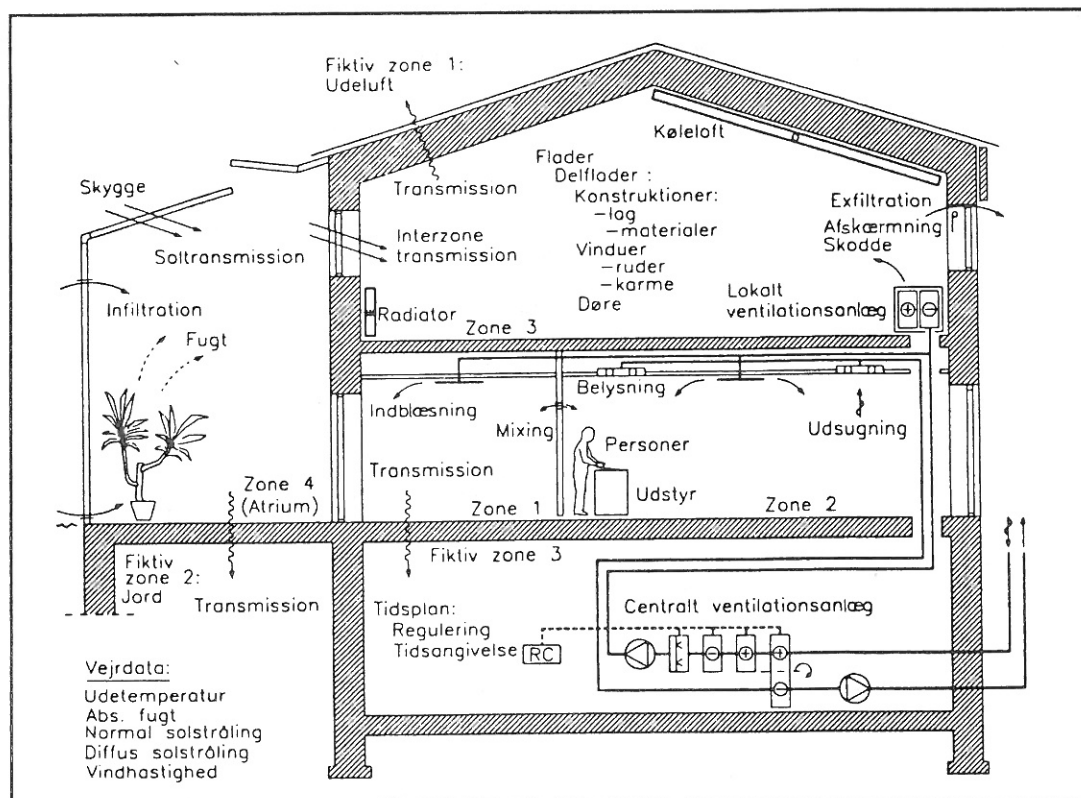
Figur 1.2 Principdiagram for TSBI, version 2.1 visende delelementer og deres reguleringsudstyr.

Figur 1.3 viser TEMPFO 4's og TSBI's rummodel skitseret efter elektrisk analogi.



Figur 1.3 TEMPO 4's og TSBI's termiske rummodel efter elektrisk analogi.

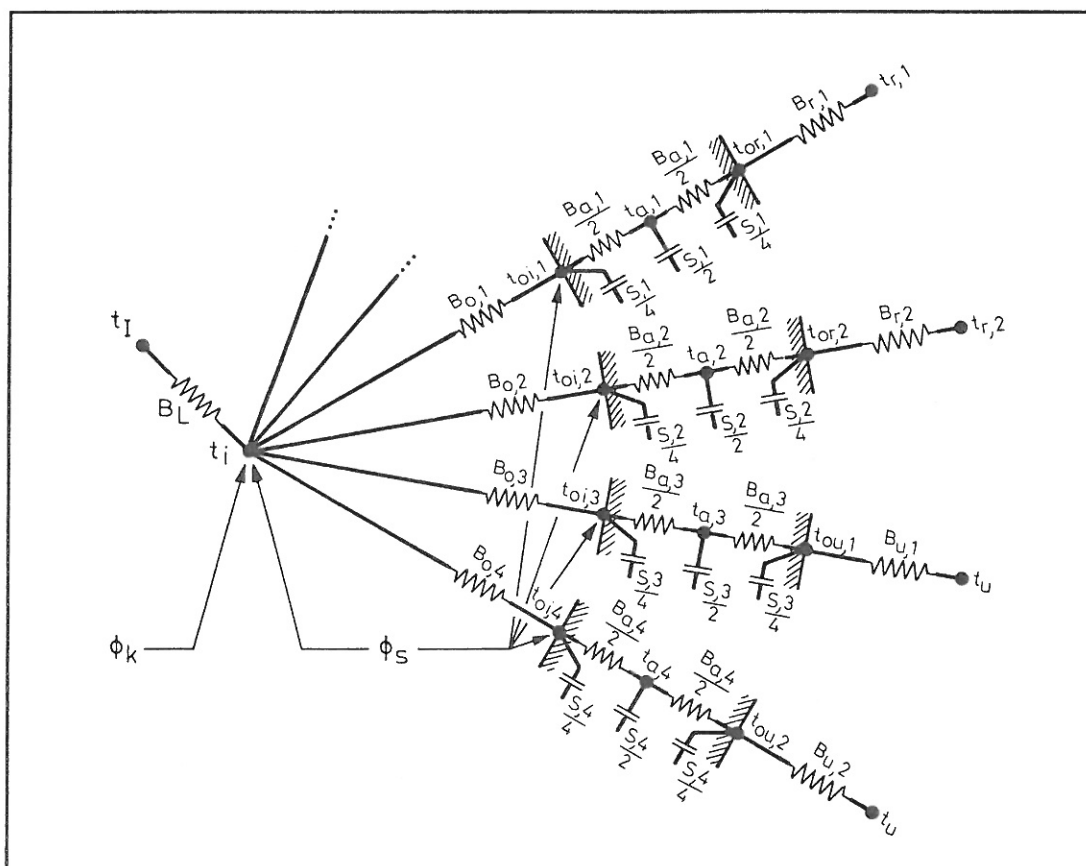
I 1990 kom Statens Byggeforskningsinstitut med den nyeste version af TSBI kaldet TSBI3 [3]. Dette program er skrevet i programmeringssproget C, og kan ligesom tidligere versioner af TSBI afvikles på en mikrodatamat. Med TSBI3 er den simple rummodel forladt til fordel for en mere detaljeret beskrivelse af energiudveksling (figur 1.4).



Figur 1.4 Principdiagram for TSBI3 visende delelementer og deres reguleringsudstyr.

Der kan nu regnes på flere rum med indbyrdes energiudveksling, og rummene er opdelt i flere separate flader med hver sin beregnede overfladetemperatur. Desuden

er konstruktionernes varmekapacitet ikke længere samlet i et lag (punkt) men delt op i flere lag, der er forbundet med en modstand svarende til varmemodstanden mellem de enkelte materialelag (figur 1.5). Der regnes stadig med kun en lufttemperatur, ligesom der ikke eksisterer en separat model for strålingsudveksling af energi mellem overflader med forskellige temperaturer. Dette betyder, at det forudsættes, at rummets lufttemperatur er homogen, hvilket vil sige, at der ikke forekommer nogen form for temperaturgradienter i rumluften, samt at energiudvekslingen mellem overfladerne skal foregå gennem rumluften. Dette sikres ved at anvende en samlet varmemodstand mellem rumluft og overflade, hvori der tages hensyn til både konvektion og stråling. Dette indgreb, der kun er eksakt for bestemte værdier af luft- og overfladetemperaturforhold medfører, at lufttemperaturen ikke er en ren lufttemperatur men en vægtet temperatur mellem overfladetemperaturerne og lufttemperaturen. En sådan vægtet luft- og overfladetemperatur kaldes normalt den operative temperatur.



Figur 1.5 TSBI3's termiske rummodel efter elektrisk analogi.

Ud over de danske programmer TEMPFO og TSBI findes der ligeledes en lang række udenlandske programmer til beregning af termiske forhold i bygninger. Fælles for disse programmer er, at de ligesom de danske er af varierende kompleksitet hvad angår selve bygningsmodellen. Desuden er de fleste programmeret til større EDB-maskiner som minier eller mainframes.

Der er tidligere foretaget både nationale og internationale undersøgelser af EDB-programmers detaljeringsgrader og egnethed til beregning af specifikke forhold som varmeudveksling mellem flere zoner, strålingsalgoritmer, passiv solberegning etc.

I det følgende er der taget udgangspunkt i /4/ Jørgen Erik Christensens rapport fra oktober 1987 "EDB-programmer til beregning af passiv solvarme". I denne rapport er de bedste EDB-programmer til beregning af instationære varmekonforhold fundet. Valget af de konkrete programmer skal blandt andet ses i lyset af deres evne til beregning af passivt solvarmetilskud, men også ud fra programmernes dokumentationsgrad, brugervenlighed og maskinspecifikke (EDB) begrænsninger. De seks programmer, som rapporten fremhæver, er angivet i tabel 1.1.

PROGRAM	LAND
BLAST 3.0	USA
SERI-RES 1.0	USA
SUNCODE	USA
ESP	Storbritannien
DEROB IV	USA
DEO-2.1A	USA

Tabel 1.1 Udenlandske programmer til instationær beregning af bygningers temperaturforhold.

Af nævnte programmer er BLAST og SERI-RES implementeret på henholdsvis UNI-C i Århus og UNI-C i København. Suncode er i modsætning til BLAST og SERI-RES et program, der ligesom TSBI kan afvikles på PC.

Suncode er faktisk et omskrevet SERI-RES program, hvorfor de to programmer næsten er identiske. Suncode er implementeret både på Danmarks tekniske

Højskole og på Aalborg Universitetscenter.

Suncodes bygningsmodel er næsten identisk med den, som TSBI3 er bygget over. Suncode er en flerzone model, hvor strålingsudvekslingen foregår via rumluften, som forudsættes at have en homogen temperatur.

Fælles for den udvikling, som de termiske modeller for bygninger hidtil har gennemgået, er hovedsagelig en forbedring og forfinelse af metoderne til beregning af varmestrømme og varmeakkumulering i de faste konstruktionsdele, som binder zoner og bygning sammen. Der er desuden gjort meget for at udarbejde og implementere modeller til simulering af komponenter i de tekniske installationer under dynamiske belastningsforhold. Tendensen i denne udvikling er desuden gået i retning af, at man i takt med EDB-udviklingen har ønsket og formået at få mange af disse programmer til at køre på PC baserede systemer. Det er derfor i dag ganske almindeligt, at disse dataværktøjer benyttes i forbindelse med løsning af ingeniørmæssige opgaver inden for bygningsområdet.

Imidlertid er der ikke eller kun perifert forbedret ved metoden, hvorpå rumlufttemperaturen behandles, og da etablering af en korrekt strålingsmodel kræver en fuldstændig geometrisk beskrivelse af rummet, er denne ofte udeladt i de simuleringsprogrammer, der afvikles på PC baserede systemer.

Sideløbende med udviklingen af de termiske bygningsmodeller er der arbejdet meget med at beskrive, hvordan rumluften bevæger sig i ventilerede lokaler under stationære forhold /5/ (flowberegningsprogrammer). Grunden er at de simple beregningsmetoder som for eksempel "kastelængdemetoden" ikke i tilstrækkelig grad viser, hvordan hastighederne bliver i rummets opholdszone samtidig med, at metoden ikke giver noget indblik i, hvordan luftfordelingen og lufthastighederne bliver i rummet som helhed.

Basis for disse modeller til beregning af luftstrømninger er at opdele rummet i et passende antal beregningsceller. For hvert delvolumen opstilles en række bestemmende ligninger, der beskriver bevarelsen af energi, bevarelsen af bevægelsesmængde (impuls) og bevarelsen af masse (kontinuitet). Desuden er der langs alle rande tilknyttet en række randbetingelser, der beskriver, hvordan relationerne er ved overgang fra fri fluid til den faste flade. De opstillede differensligninger løses herefter for alle delvolumener i domænet. I alle kendte

beregningsprogrammer er denne løsningsproces meget beregningstung, da det er nødvendigt med et stort antal beregningsceller og et stort antal beregningsgange for at opnå konvergens.

På den måde kan man beregne, hvorledes luftens hastighedsfordeling er i rummet, men ovennævnte metode kan også udvides til at beregne luftens temperaturfordeling. Her kræves det blot, at ligningssystemet udvides med opdriftsbetingelser (densitetsligninger) og randbetingelser for varmeovergang ved flader. En sådan model vil give en god beregning af såvel luftens hastigheds- som temperaturfordeling i et lokale under stationære forhold.

Det er derfor en nærliggende tankegang at sammenføje et flowprogram med et program til termisk simulering. Det er da også muligt at etablere en sammenkobling mellem sådanne programtyper /29/, men denne løsning er i dette projekt ikke undersøgt nærmere. Årsagen hertil er, at udviklingen for de termiske programmer har ført til større detaljeringsgrader samtidig med, at programmerne på grund af EDB-udviklingen kan afvikles på mindre EDB-udstyr. For flowprogrammernes har tendensen derimod været, at beregningsbehovet hos disse programtyper er øget i takt med den øgede datakraft.

Da man først i 70'erne begyndte med beregning af flow i luft og væsker, regnede man udelukkende på todimensionale forhold, og beregningsnettet var samtidigt forholdsvis groft. Derfor var både antallet af ligninger og den praktiske brug begrænset. I takt med EDB-udviklingen er det blevet muligt at foretage beregninger på tredimensionale forhold, hvilket øger den praktiske brug betydeligt. Beregningsnettet er samtidig blevet finere, og der er foretaget forbedringer i modelleringen omkring bl.a. indblæsningsåbninger. Derfor er kvaliteten af denne type beregninger steget især op gennem 80'erne, men omkostningerne for dette er, at antallet af ligninger er steget enormt, hvilket betyder, at det stadig kun er meget beregningskraftige EDB-maskiner, der i praksis kan udføre disse beregninger.

Set i dette perspektiv sætter nærværende projekt fokus på, hvordan modellerne for de dynamiske bygningssimuleringsprogrammer kan forbedres. Der ønskes etableret en mere detaljeret modelbeskrivelse af luftens energiudveksling med overfladerne, således det er muligt at beregne på temperaturgradienterne i selve rumluften.

Forbedringen af beregningsmodellen for lufttemperaturknudepunktet øger selvfølgelig kompleksiteten af den samlede beregningsmetode, og dermed øges også

beregningstiderne. Da brugen af den type programmer er udbredt, blandt andet fordi mange er PC baserede, er der alene set på modeller, der egner sig til implementering i eksisterende programmer til beregning af termiske forhold for bygninger, og således at det færdige program stadig kan afvikles på PC.

1.3 Projektbeskrivelse

De termiske bygningsmodeller har altså ikke nogen rigtig model for rumluften; luften er blot et knudepunkt, som forbinder de omgivende flader. Man får derfor ikke oplysninger om, hvorledes temperatur- og hastighedsfordelingen er i lokalet. Hastighedsfordelingen kan beregnes ved hjælp af et flowprogram, men dette er selv under stationære forhold en meget beregningskrævende opgave, hvis det skal give et godt billede af, hvorledes luftbevægelserne spiller ind på komfortforholdene i rummets opholdszone.

Temperaturfordelingen i et lokale er ligesom hastighedsfordelingen tredimensional og er derfor vanskelig at beregne. Fokuseres derimod på ikke ventilerede rum med radiatoropvarmning og på fortrængningsventilerede lokaler, så er det den lodrette temperaturgradient, som er den mest udprægede og bortset fra temperaturforskelle tæt ved overflader, der har en anden temperatur end rumluften, vil der ikke være andre fremherskende temperaturgradienter.

Årsagen til dette er, at det er luftens temperaturbetingede densitetsforskelle og dermed tyngdeaccelerationen, som skaber luftbevægelserne. Da tyngdekraften er retningsbestemt i en dimension, og da det er den kraft, der forårsager luftstrømningerne, bliver den betydende temperaturgradient den lodrette. Luften bliver dermed termisk stratificeret med den varme og lette luft øverst i lokalet og den mindre varme og tungere luft ved lokalets gulv. Der er selvfølgelig ikke tale om en statisk tilstand, da luften til stadighed på grund af energiudveksling med koldere eller varmere begrænsningsflader vil falde mod gulvet eller føres op under loftet.

For rum hvor det er termikken, der hovedsageligt styrer luftbevægelserne, er det dermed muligt at reducere antallet af dimensioner fra tre til en. Dette medfører, at antallet af ligninger og ubekendte kan reduceres til et overskueligt antal, som stadig kan behandles på PC'er.

A. T. Howarth har allerede i 1983 /6/ arbejdet med en model for beregning af det vertikale temperaturprofil under varierende forhold. Modellen, som Howarth beskriver, er tilpasset forskellige kombinationer af varme og kolde overflader samt forskellige varmekilder. Modellen er ikke indført i et program til simulering af dynamiske temperaturforhold i bygninger.

I nærværende projekt samt i /22/ og /30/ tages udgangspunkt i Howarths idé, der går ud på at opbygge en model med en øvre og en nedre rumzone, der indbyrdes udveksler energi gennem luftplumer med forskellige temperaturer. På den måde er det muligt at beregne en øvre og en nedre zonetemperatur i et lokale. Alene denne metode giver en mulig gradientbeskrivelse i form af et retliniet forløb mellem den øvre og den nedre temperatur. En sådan gradientbeskrivelse er forholdsvis grov men alligevel et fremskridt.

Tænker man lidt filosofisk over, hvordan de vertikale temperaturgradienter opbygges, og hvad der danner dem, "tyngdekraften og densitetsforskellene", så kan disse to fikserede temperaturer svarende til en øvre og nedre zonetemperatur måske vise langt mere.

Det er således, at man inden for det forholdsvis snævre temperaturområde, som der arbejdes med i bygninger (10°C - 30°C), har proportionalitet mellem temperatur- og densitetsforskel. Tyngdekraften er tillige særdeles konstant inden for den højde over jordoverfladen, der her arbejdes med, ligesom luftens viskositet inden for temperaturområdet kan regnes konstant. Det betyder i princippet, at det altid er de samme drivende kræfter og forskydningsmodstande i luften, der danner temperaturgradienterne i den fri rumluft. Betragtningerne gælder ikke i grænselaget eller tæt ved overflader.

Det er derfor en nærliggende tanke, at temperaturprofilerne inden for dette snævre temperaturinterval er ligedannede. Selvfølgelig vil der være visse lokale forstyrrelser, som skyldes de fysiske variationer, der forekommer i vore møblerede indemiljøer med forskellige opvarmningskilder, men set i det fri rum er det de samme forhold, så forskellene giver sandsynligvis kun mindre krusninger på de ellers ligedannede temperaturprofiler.

Det drejer sig så om at finde en metode til beskrivelse af en basisprofil, som kan danne grundlag for beregning af det virkelige temperaturprofil på baggrund af kendte (målte eller beregnede) størrelser, og det kunne passende være en

temperaturforskel mellem en øvre og en nedre zone i lokalet. Derudover er det nødvendigt, at man geometrisk kan fikse profilet, hvorfor der ligeledes skal indgå nogle fysiske højder, som naturligt må være rumhøjden samt højden af de to zoner eller det sted, hvor zonetemperaturene er bestemt.

Målet med projektet er gennem laboratorieforsøg at sandsynliggøre eksistensen af det dimensionsløse temperaturprofil, som beskriver, hvordan de vertikale temperaturer forløber i den fri luft i rum, hvor det er de termiske densitetsforskelle, der forårsager luftbevægelserne. Projektet fokuserer derfor på undersøgelser af temperaturforhold i ikke ventilerede rum med radiatoropvarmning samt i fortrængningsventilerede lokaler.

Desuden ønskes der med udgangspunkt i den grundlæggende overvejelse omkring en to-zonemodel undersøgt, om en sådan model kan beskrive det lodrette "hovedtemperaturprofil" i et rum. Modellen søges, på grund af sin liden kompleksitet, implementeret i simuleringsprogrammet Suncode, men sådan at beregningstiderne og programstørrelsen ikke vokser for voldsomt.

Suncode ønskes omformet, således at programmet i sin nye struktur er i stand til at beregne to lufttemperaturer; én for en nedre rumzone og én for en øvre rumzone.

For at gennemføre denne programændring er det nødvendigt at forsyne Suncodes simuleringsmodel med en separat model for udveksling af langbølget stråling mellem de indvendige rumoverflader. Suncode ønskes også forsynet med en model for beregning af de konvektive varmeovergangstal. Denne model implementeres for at forbedre beregningen af rumluftens temperatur og dermed også beregningen af energistrømme i den samlede model.

Med udgangspunkt i det dimensionsløse temperaturprofil og de simulerede zone-temperaturer beregnes en række temperaturprofiler. For validering af simuleringsprogrammet sammenlignes de beregnede profiler samt de simulerede luft- og overfladetemperaturer med de temperaturer, som er målt under laboratorieforsøgene.

Projektet sætter således fokus på beregning af vertikale temperaturprofiler i forbindelse med de termiske bygningssimuleringsprogrammer. Fremtidige program-

mer til beregning af bygningers energi- og temperaturforhold kan måske derved give et bedre billede af det termiske indeklima i vore indemiljøer samt en mere nøjagtig beregning af energiforbruget til opvarmning af rum og bygninger.

Herved kan kvaliteten af de fremtidige forudsigelser af blandt andet det termiske indeklima i vore indemiljøer forbedres, hvilket altid er et af hovedformålene inden for dette område af indeklimateforskningen.

2. LABORATORIEFORSØG

Det overordnede mål med laboratorieforsøgene er at skaffe eksperimentelle data, som kan benyttes til validering af det udviklede simuleringsprogram. Desuden skal målingerne bruges til at underbygge påstanden om eksistensen af ligedannede vertikale temperaturgradienter.

Der foretages kun undersøgelser i rum, hvor det er de termiske kræfter, som er årsagen til de væsentligste luftbevægelser. Dette er uventilerede rum med opvarmningsbehov, men derudover udføres også forsøg i et fortrængningsventileret rum med stor intern varmebelastning.

I det følgende er der givet en beskrivelse af de vigtigste parametre for testrummet og for udstyret, som er benyttet under forsøgene. Derefter er de anvendte varmekilder beskrevet, og til sidst er der en oversigt over de udførte laboratorieforsøg.

2.1 Beskrivelse af klimakamre

Alle forsøgene er udført i to fuldskala klimakamre ved Institut for Bygningsteknik i laboratoriet for klimateknik på Aalborg Universitetscenter.

2.1.1 Ikke ventileret klimakammer

Dette klimakammer er placeret i en laboratoriehal. Klimakammeret, som har et samlet grundareal på 15 m², er opbygget af lette trækonstruktioner med 100 mm mineraluldsisolering. Indvendigt er klimakammeret opdelt i to rum af en 320 mm teglstensvæg, som ligeledes er isoleret med 100 mm mineraluld. I teglstensvæggen er der indemuret et 0,9 m² vindue, som er forsynet med en tolags termorude.

I hvert af de to rum kan temperaturen styres individuelt, således at der kan etableres et varmt og et koldt rum. Herved kan teglstensvæggen opfattes som en ydervæg og temperaturen i det kolde rum som en udetemperatur. Temperaturen i det kolde rum kan

med to køleflader sænkes til omkring $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$.

De indvendige mål for det varme rum er følgende:

Længde	2,96 meter
Bredde	2,45 meter
Højde	3,31 eller 2,40 meter

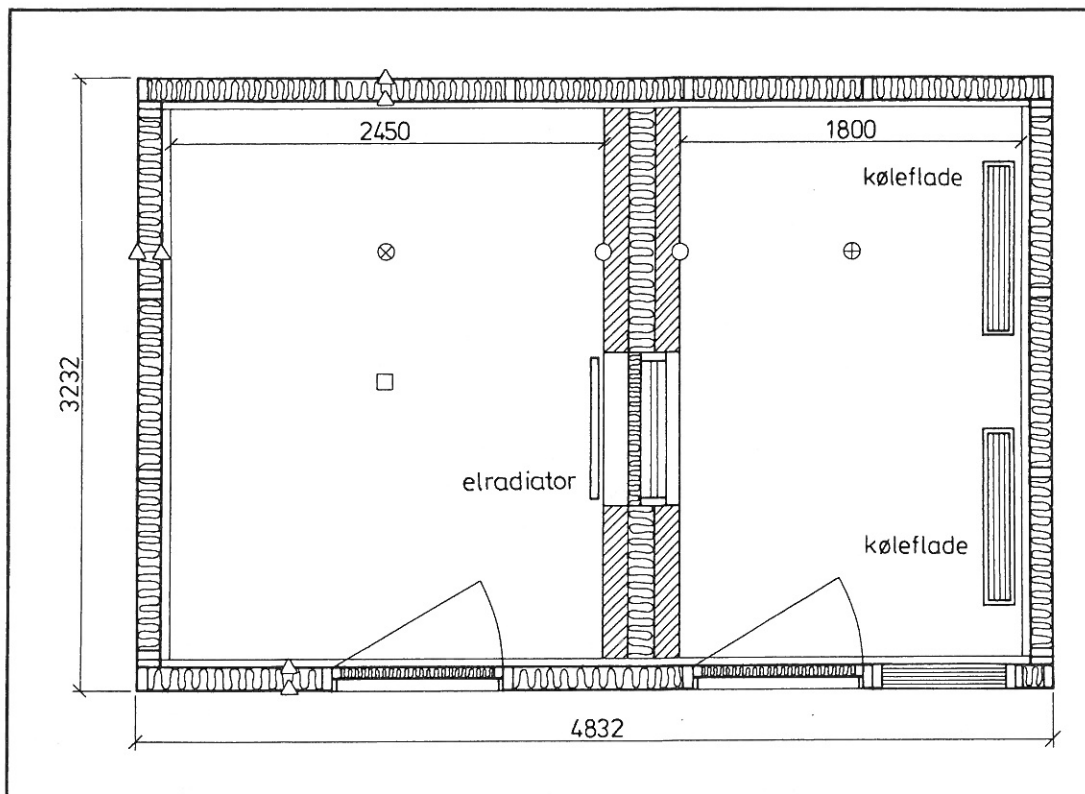
Klimarummet er hermed forsynet med en tung teglstensmur, som vender mod ude-forhold, mens de øvrige begrænsningsflader, som er lette trækonstruktioner, vender mod indvendige rum (laboratoriet). Figur 2.1 viser et plant snit i klimarummet. På planen er der angivet de steder, hvor der er foretaget målinger af temperaturer i henholdsvis det varme- og kolde rum samt laboratorieomgivelserne.

Til bestemmelse af varmetabene til henholdsvis laboratoriet og det kolde rum er det nødvendigt at kende de termiske data for de materialer, som klimarummet er opbygget af. De benyttede termiske konstanter fremgår af tabel 2.1.

Materialer	Densitet (kg/m^3)	Termisk konduktivitet ($\text{W/m}^{\circ}\text{C}$)	Specifik var- mekapacitet ($\text{kJ/kg}^{\circ}\text{C}$)
Teglsten (massive)	1940	0,77	0,91
Teglsten (mangehul)	1300	0,57	0,90
Fyrretræ	450	0,12	2,10
Douglasplader	450	0,12	2,10
Mineraluld	55	0,039	0,84

Tabel 2.1 Termiske data for ikke ventileret klimakammer.

Rummets specifikke varmetab (tabel 2.2 og 2.3) er beregnet på baggrund af de angivne materialekonstanter og et samlet varmeovergangstal, som indeholder både den konvek-tive og den strålingsmæssige andel.



Figur 2.1 Plant snit i ikke ventileret klimakammer og positioner for temperaturregistrering.

Placering af temperaturmålepunkter ved forsøg i rum med 3,3 meters rumhøjde

- △ :Overfladetemperatur i højderne 0,6 m og 2,25 m over gulv.
- :Overfladetemperatur i højderne 0,4 m, 1,13 m, 1,8 m og 2,25 m over gulv.
- :Overfladetemperatur under gulv og over loft.
- ⊕ :Lufttemperatur 1,2 m over gulv.
- ⊗ :Lufttemperatur i højderne 0,05 m, 0,4 m, 0,6 m, 1,13 m, 1,86 m, 2,25 m, 3,25 samt overfladetemperaturerne på gulv og loft. Overfladetemperaturen på vinduet er også registreret.

Placering af temperaturmålepunkter ved forsøg i rum med 2,4 meters rumhøjde

- △ :Overfladetemperatur i højderne 0,6 m og 1,8 m over gulv.
- :Overfladetemperatur i højderne 0,6 m, 1,2 m, og 1,8 m over gulv.
- :Overfladetemperatur under gulv og over loft.
- ⊕ :Lufttemperatur 1,2 m over gulv.
- ⊗ :Lufttemperatur i højderne 0,05 m, 0,4 m, 0,6 m, 1,2 m, 1,8 m, 2,35 samt overfladetemperaturerne på gulv og loft. Overfladetemperaturen på vinduet er også registreret.

For overflader, som vender mod laboratoriet eller mod det varme rum, er der i beregning af det specifikke varmetab benyttet:

$$\alpha_K + \alpha_S = 7,69 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

For overflader, der vender mod det kolde rum, er der benyttet:

$$\alpha_K + \alpha_S = 25,00 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

	Transmissions- koefficient (W/m ² °C)	Areal (m ²)	Specifikt varmetab (W/°C)	Areal (m ²)	Specifikt varmetab (W/°C)
Rumhøjde		3,31 meter		2,40 meter	
Teglstensvæg	0,345	8,74	3,0	6,05	2,1
Vindue	2,31	1,05	2,4	1,05	2,4
Sum		5,4		4,5	

Tabel 2.2 Varmetab fra det varme til det kolde rum for ikke ventileret klimakammer.

	Transmis- sionskoefficient (W/m ² °C)	Areal (m ²)	Specifikt varmetab (W/°C)	Areal (m ²)	Specifikt varmetab (W/°C)
Rumhøjde		3,31 meter		2,40 meter	
Lette trævægge	0,354	24,22	8,6	17,0	6,0
Loft (3,3 m/2,4 m)	0,342/0,703	7,25	2,5	7,25	5,1
Dør	0,430	1,80	0,8	1,80	0,8
Gulv	0,470	7,25	3,4	7,25	3,4
Sum		15,3		15,3	

Tabel 2.3 Varmetab fra det varme rum til laboratoriet for ikke ventileret klimakammer.

2.1.2 Fortrængningsventileret klimakammer

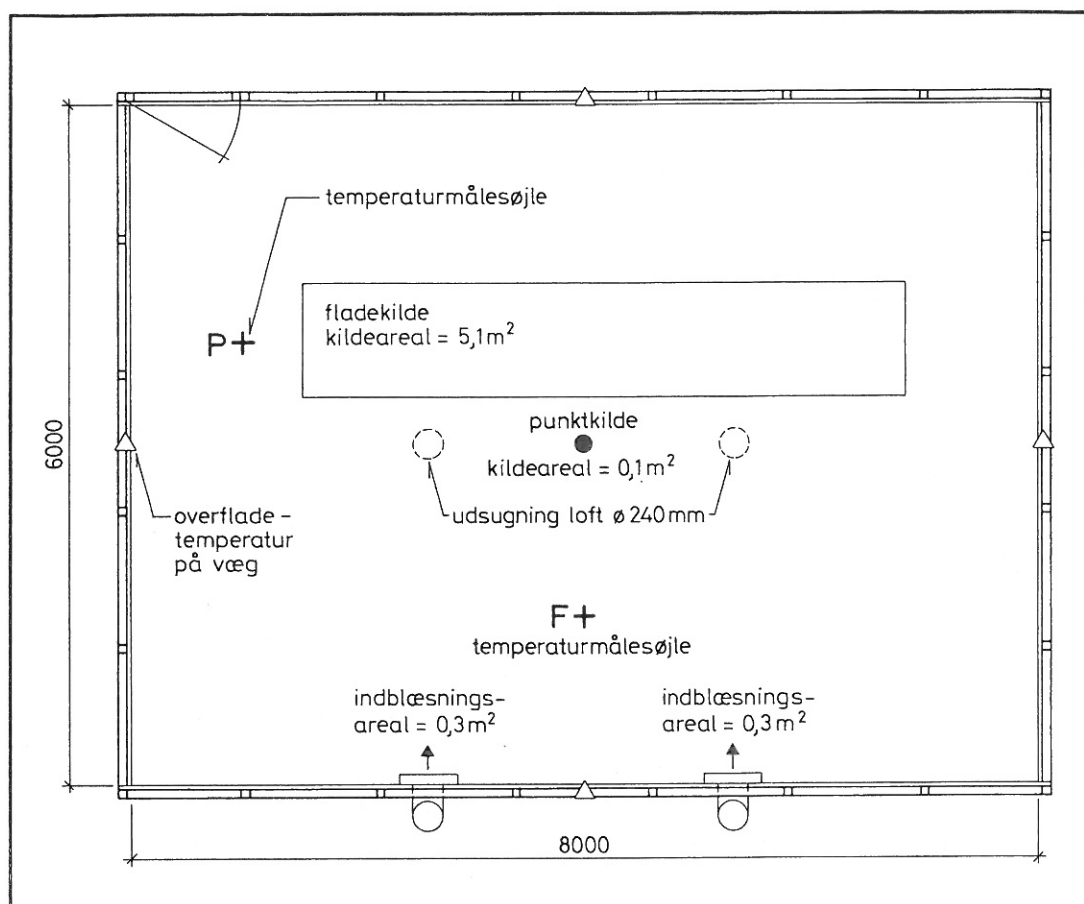
Dette klimakammer er ligesom det ikke ventilerede klimakammer placeret i en laboratoriehal. Kammerets indvendige dimensioner er:

Længde	8,00 m
Bredde	6,00 m
Højde	3,00 m

Dette giver et gulvareal på 48 m² og et volumen på 144 m³. Klimakammeret er bygget op på et udvendigt stålskelet. Kammerets vægge er af 22 mm Bodexplader eller af tolags termoruder, gulvet er af plastlaminerede træplader, mens loftet er af Douglas krydsfinérplader.

	Densitet (kg/m ³)	Termisk kondukti- vitet (W/m ² °C)	Transmis- sionskoef- ficient (W/m ² °C)	Areal (m ²)	Specifikt varmetab (W/°C)
Douglasplader AC (22 mm)	470	0,12	2,26	41,30	93
Bodexplader A (22 mm)	540	0,13	2,33	58,75	137
Plastlaminerede træ- støbeplader (21 mm)	650	0,16	2,56	48,00	123
Tolags termoruder (5/12/5 mm) vertikalt monteret			3,10	25,25	78
Tolags termoruder (5/12/5 mm) horisontalt monteret			3,30	6,70	22
Sum	453				

Tabel 2.4 Termiske data og varmetab fra fortrængningsventileret klimakammer til laboratoriet.



Figur 2.2 Plant snit i fortrængningsventileret klimakammer og positioner for temperaturregistrering.

Placering af temperaturmålepunkter, indblæsningsarmaturer og udsugningsåbninger samt varmekilder

△ :Overfladetemperatur på indvendig og udvendig side i højderne 0,6 m, 1,2 m og 2,1 m.

⊕ :Lufttemperatur i højderne 0,05 m, 0,1 m, 0,6 m, 1,2 m, 2,1 m og 2,8 m samt overfladetemperaturerne på gulv og loft (P: Placering ved opvarmning med punktkilde, F: Placering ved opvarmning med fladekilde).
Lufttemperaturen måles desuden i indblæsning og udsugning.

● :Placering af punktkilde.

▭ :Placering af fladekilde.

⌊ :Indblæsningsarmatur monteret på væg ved gulv.

○ :Udsugningsåbninger monteret i loft.

Rummet ventileres efter fortrængningsprincippet med to vægmonterede indblæsningsarmaturer placeret på den ene sidevæg ved gulvet. Udsugningen består af to cirkulære åbninger placeret i loftets langsgående centerlinie. Luftsiftet kan under de beskrevne forhold varieres mellem 0 til 5 gange pr. time, og indblæsningstemperaturen kan varieres mellem ± 5 °C i forhold til klimakammerets lufttemperatur.

Transmissionskoefficienten og det specifikke varmetab fra klimakammeret til laboratoriet er vist i tabel 2.4. I beregning af varmetabet er der benyttet de samme varmeovergangskoefficienter for stråling og konvektion som for det ikke ventilerede testrum.

Figur 2.2 viser et plant snit i det fortrængningsventilerede klimakammer.

2.2 Beskrivelse af udstyr til temperaturregistrering

Til registrering af temperatur benyttes termoelementer. Når der måles med termoelementer, benyttes sædvanligvis en ispunktsreference til stabilisering af nulpunktet og et millivoltmeter til måling af den termoelektriske spænding. I en sådan opstilling er nøjagtigheden af temperaturmålingen afhængig af:

Sensitiviteten af millivoltmeteret og dets stabilitet

Nøjagtigheden af ispunktsreferencens nulpunkt

Nøjagtigheden af temperaturkalibreringen

Minimering af elektromotorisk støj i termoelementets kredsløb

Disse faktorer er beskrevet i det følgende afsnit.

2.2.1 Udstyr til dataopsamling

Til opsamling af de termoelektriske spændinger benyttes en Fluke datalogger model 2240B. Den benyttede ispunktsreference er af typen KAYE, som løbende er i stand til

at fastholde en konstant temperatur. Til temperaturregistrering er der brugt termoelementer af typen K, som er et kobber-konstantanelement. For at minimere den udefra kommende elektromotoriske støj, som altid i større eller mindre omfang er til stede, er termoelementerne forsynet med en elektrisk ledende skærm. Denne skærm er elektrisk jordet sammen med måleinstrumentet.

2.2.2 Nøjagtighed af måleudstyr

Dataloggerens opløsning er på $1 \mu\text{V}$, og langtidsfejlen ved registrering af en fast spænding er på $\pm 2 \mu\text{V}$.

Ispunktsreferencen er i stand til at fastholde en konstant temperatur på 0°C med en fejl mindre end $\pm 0,02^\circ\text{C}$.

Termoelementerne er kalibreret efter den lineære funktion:

$$t = Ax + B \quad (2.1)$$

- t er den kalibrerede temperatur ($^\circ\text{C}$)
- x er den termoelektriske spænding (mV)
- A er hældningen af linien (kalibreret værdi for det enkelte termoelement) ($^\circ\text{C}/\text{mV}$)
- B er nulpunktsforskydningen (kalibreret værdi for det enkelte termoelement) ($^\circ\text{C}$)

Nøjagtigheden af denne kalibreringsmetode er begrænset af termoelementets ikke lineære karakteristik. Denne ulinearitet skyldes, at termoelementets sensitivitet ændres med temperaturen. Sensitiviteten for kobber-konstantanelementer er angivet i tabel 2.5 /14/.

Der er ikke foretaget en direkte kompensering for denne ulinearitet, men det enkelte termoelement er kalibreret i det temperaturinterval, inden for hvilket det skal måle under forsøgene. På denne måde elimineres næsten hele fejlen i det snævre temperaturinterval ($10^\circ\text{C} - 15^\circ\text{C}$), i hvilket termoelementet er kalibreret.

Temperatur (°C)	Sensitivitet for termoelementer af type K (mV/°C)
0	0,039
15	0,040
20	0,040
25	0,040
30	0,041
35	0,041
50	0,042

Tabel 2.5 Termoelektrisk sensitivitet for termoelementer type K.

Højspændingskabel, nominel spænding (volt/ampere)	Minimum afstand mellem kabler (m)
125/10	0,30
250/50	0,45
440/200	0,60

Tabel 2.6 Afstandsforhold mellem måle- og højspændingskabler [19].

Hovedkilderne til skabelse af elektromotorisk støj er laboratoriets højspændingsinstallation (220 V og 380 V). For at minimere risikoen for måleforstyrrelser skal følgende grundregler overholdes:

¹⁾Hold god afstand mellem målekabler og strømførende kabler (tabel 2.6), da støjen aftager med afstanden.

²⁾Når det er nødvendigt, at målekabler og strømførende kabler skal passere hinanden, bør det ske i en vinkel på 90°, da støjen er proportional med den

afstand, som kablerne føres parallelt.

Under hensyntagen til de beskrevne instrumenters nøjagtighed samt præcisionen af den samlede kalibrering af udstyret vurderes det, at målenøjagtigheden er $\pm 0,15$ °C.

2.3 Beskrivelse af de anvendte varmekilder

Der er i hele forsøgsrækken anvendt forskellige varmekilder. I det ikke ventilerede klimakammer er der benyttet to forskellige størrelser elradiatorer, mens der i det fortrængningsventilerede klimakammer er brugt en koncentreret punktkilde eller en stor fladekilde.

2.3.1 Elradiatorer

Der er udført 3 forsøg med de to elradiatorer. Resultaterne fra disse forsøg er alene benyttet i forbindelse med EDB-simuleringen af de termiske forhold, da det for simuleringen er nødvendigt at kende den samlede belastning samt forholdet mellem det konvektive og strålingsmæssige bidrag. Der er udført følgende forsøg:

Bestemmelse af elradiatorens tidskonstant

Bestemmelse af forholdet mellem afgivet effekt ved konvektion og stråling

Derudover er det undersøgt, at elradiatorens afgivne effekt ikke ændres under de lufttemperaturvariationer, der forekommer under forsøgene (12 °C $< t_i < 35$ °C).

Type	Fysiske mål (l,h,b) (mm)	Tidskon- stant (s)	Tilført effekt (W)	Afgivet effekt (Φ_K/Φ_R) (W)
ADAK, VP 608	750,400,35	450	300	210/90
ADAK, VPS 405	370,400,35	480	200	120/80
		420	400	200/200

Tabel 2.7 Fysiske data for elradiatorer.

2.3.2 Koncentreret punktkilde

Den anvendte punktkilde er en cirkulær flade. Fladen er opbygget af en 8 mm forsølvet kobberplade. På undersiden af kobberpladen er der med 1 millimeters mellemrum udlagt varmetråde, hvorunder der er placeret en 3 mm isolering og til slut en 2,5 mm stålplade. Fladen er nedfældet i mineraluldsbatts pålagt alufolie, således at den nedadrettede varmestrøm minimeres.

På grund af de meget høje overfladetemperaturer har det ikke været muligt at måle den strålingsafgivne effekt direkte. De opgivne størrelser er derfor beregnet efter følgende formel, der gælder for et konvekst eller plant legeme (1), der helt er omsluttet af et konkavt legeme (2).

Den gennemsnitlige overfladetemperatur for de omgivne flader er sat til 20 °C, og emissionstallet er vurderet til 0,82.

$$\phi_{12} = \psi_{12} \epsilon_1 \epsilon_2 \sigma_s (T_1^4 - T_2^4) A_1$$

$$\frac{1}{\psi_{12} \epsilon_1 \epsilon_2} = \frac{1}{\epsilon_{12}} = \frac{1}{\epsilon_1} + \frac{A_1}{A_2} \left(\frac{1}{\epsilon_2} - 1 \right)$$

De tekniske data for punktkilden er angivet i tabel 2.8.

Punktkilde	Areal/ diameter (m ² /mm)	Emissionstal (højglanspoleret sølv)	Overflade- temperatur (°C)	Afgivet effekt (Φ _k /Φ _p) (W)
Tilført effekt (W)				
300	0,1/356,8	0,01 - 0,03	ca. 250	ca. 225/75
400	0,1/356,8	0,01 - 0,03	ca. 300	ca. 290/110

Tabel 2.8 Fysiske data for punktkilde.

2.3.3 Stor fladekilde

Den store fladekilde består af et eltapet udlagt på en 21 mm spånplade. Varmekilden er placeret plant med gulvet i en afstand af ca. 70 mm. Derved vil den energi, som ledes ned gennem pladen, hovedsageligt afgives konvektivt til den forbistrømmende ventilationsluft. Selve varmekilden er en række modstandstråde indstøbt i en plastfolie. Afstanden mellem de parallelt indstøbte varmetråde er ca. 3 mm. Varmekildens totale størrelse udgør $5,1 \text{ m}^2$ ($l \cdot b = 4,82 \cdot 1,06$), hvoraf de $3,5 \text{ m}^2$ er det effektive varme-trådsareal.

Da forholdet mellem den konvektive og den strålingsmæssige varmeafgivelse er afhængig af overfladetemperaturen og dermed af indblæsningsluftmængden og indblæsningsstemperaturen, er den aktuelle energifordeling målt ved de enkelte forsøg.

2.4 Forsøgsbeskrivelse

Som angivet i starten af kapitlet er der udført forsøg i to forskellige klimakamre. Det ene klimakammer, som er uden ventilation, har en rumhøjde på henholdsvis 3,3 meter og 2,4 meter. Det andet klimakammer, der er forsynet med fortrængningsventilation, har under forsøgene en fast rumhøjde på 3 meter. I det følgende afsnit er der givet en kort beskrivelse af de udførte forsøg.

2.4.1 Forsøg i ikke ventileret klimakammer

Der er udført 3 forsøg i det ikke ventilerede klimakammer. Heraf er det ene forsøg udført med en rumhøjde i det varme kammer på 3,3 meter, mens de to andre er med en rumhøjde på 2,4 meter. Årsagen til den varierede rumhøjde er, at det giver mulighed for at tage de geometriske forhold i betragtning ved beskrivelse af den vertikale temperaturgradient. I tabel 2.9 er der givet en oversigt over de udførte forsøg.

Alle de udførte forsøg startes fra en termisk stationær nedkølet tilstand. I forsøgene tilføres energi til det varme rum periodisk. I det efterfølgende er der redegjort for den tidsmæssige sammenhæng for hvert forsøg.

Forsøgsbetegnelse	Varmekilde /tilført effekt	Rumhøjde (m)	Forsøgets varighed (h)
L400W-3,3	Lille radiator/400W	3,3	144
L200W-2,4	Lille radiator/200W	2,4	166
S300W-2,4	Stor radiator/300W	2,4	267

Tabel 2.9 Oversigt over udførte forsøg i ikke ventileret klimakammer.

Tidsmæssig beskrivelse af forsøg L400W-3,3:

Dette forsøg startes fra en stationær tilstand, hvor temperaturen i det kolde rum er omkring $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, og indetemperaturen i det varme rum er omkring $13\text{ }^{\circ}\text{C}$. Denne temperatur er nået efter ca. 200 timers nedkøling. I denne tilstand svarer energitabet fra det varme rum gennem teglstensvæggen og vinduet til varmetilførslen gennem de lette trækonstruktioner fra laboratoriet til det varme rum. Efter denne stationære nedkølede tilstand er nået, tilføres rummet 400W i en 29 timers opvarmningsperiode, hvorefter energitilførslen afbrydes, og temperaturen igen falder mod stationær afkølet tilstand gennem en 115 timers registreringsperiode, før forsøget afsluttes.

Tidsmæssig beskrivelse af forsøg L200W-2,4:

Dette forsøg starter fra samme stationær afkølet tilstand som forsøg L400W-3,3. Forsøget gennemføres med cykliske opvarmnings/nedkølingsperioder. Opvarmningsperioderne er på 9 timer, mens afkølingsperioderne er på 15 timer. Efter 6 perioder afsluttes forsøget med en yderligere 22 timers afkølingsperiode, hvilket samlet giver en forsøgstid på 166 timer.

Tidsmæssig beskrivelse af forsøg S300W-2,4:

Dette forsøg starter ligesom de to forrige fra en stationær nedkølet tilstand. Her startes der med en opvarmningsperiode på 48 timer, hvorefter opvarmningen afbrydes, og rummet nedkøles gennem en periode på 51 timer. Derefter gennemføres en cyklisk opvarmning/nedkøling med en periodetid på 12 timer.

Denne tilstand fastholdes (168 timer), indtil der er opnået periodestationære forhold, hvorefter forsøget afsluttes.

2.4.2 Forsøg i fortrængningsventileret klimakammer

I det fortrængningsventilerede klimakammer er der udført 11 forsøg, heraf er de 6 udført med den koncentrerede punktkilde som varmekilde, mens resten er udført med den store fladekilde.

Forsøgsbetegnelse	Varmekilde/tilført totaleffekt (W) og opdeling mellem konvektions- og strålingsandel (Φ_K/Φ_S)	Luft- mængde (m ³ /h)	Indblæs- nings- tempera- tur (°C)
P400W-Q350-16	Punktkilde/400W	350	16
P400W-Q430-16	Punktkilde/400W	430	16
P300W-Q430-16	Punktkilde/300W	430	16
P400W-Q700-16	Punktkilde/400W	700	16
P400W-Q430-18	Punktkilde/400W	430	18
P300W-Q430-18	Punktkilde/300W	430	18
F400W-Q300-16	Fladekilde/400W(230/170)	300	16
F400W-Q500-16	Fladekilde/400W(240/160)	500	16
F400W-Q600-16	Fladekilde/400W(250/150)	600	16
F800W-Q600-16	Fladekilde/800W(500/300)	600	16
F1000W-Q600-16	Fladekilde/1000W(600/400)	600	16

Tabel 2.10 Oversigt over udførte forsøg i fortrængningsventileret klimakammer.

Da klimakammeret kun har en lille termisk tyngde, er det dynamiske temperaturindsvingningsforløb meget kort (2 - 3 timer). Alle forsøg tager udgangspunkt i en

termisk stationær udgangstilstand, og det enkelte forsøg er først afsluttet, når den nye stationære temperatur er nået.

Indblæsningstemperaturen i de udførte forsøg er enten 16 °C eller 18 °C. Indblæsningsluftmængderne varierer mellem 350 - 700 m³/h, hvilket svarer til et luftskifte på ca. 2,4 - 4,9 gange pr. time.

Ved alle forsøg er der fastholdt et svagt overtryk (1 - 4 Pa) i kammeret for at sikre mod utilsigtet luftindtrængning, som kan ændre de strømningsmæssige og termiske betingelser. Overtrykket medfører en lækage fra klimakammeret til laboratoriet på 2 - 10 m³/h. Denne luftmængde svarer til, at mellem 0,5 - 2,5 % af ventilationsluften forlader systemet gennem utætheder i kammeret, mens resten udsuges gennem de to åbninger, der er monteret i loftet.

3. FORSØGSRESULTATER

I det følgende kapitel er der grafisk redegjort for de væsentligste resultater fra de udførte laboratorieforsøg. Under forsøgene er alle relevante temperaturer løbende registreret, men i denne gennemgang er der alene fokuseret på de målte lufttemperaturer. De registrerede overfladetemperaturer er præsenteret i kapitel 7 sammen med resultaterne fra de udførte simuleringer.

3.1 Termisk stratificering i opvarmet rum uden ventilation

Som beskrevet i indledningen er det tænkeligt, at der eksisterer en ligedannet vertikal "hovedtemperaturgradient" i den fri rumluft, hvis form alene kan beskrives ved en øvre og en nedre zonetemperatur samt ved de geometriske højder. Denne "hovedtemperaturgradient" bliver i det efterfølgende bestemt efter formlen:

$$t^* = \frac{t_h - t_N}{t_\emptyset - t_N} \quad (3.1)$$

Hvor: t^* er en beregnet dimensionsløs temperatur beliggende på den ligedannede "hovedtemperaturgradient"

t_h er en målt temperatur i afstanden "h (m)" over gulv (°C)

t_N er en temperatur i lokalets nedre zone (°C)

t_\emptyset er en temperatur i lokalets øvre zone (°C)

De geometriske højder gøres dimensionsløse efter formlen:

$$h^* = \frac{h}{H} \quad (3.2)$$

Hvor: h^* er en beregnet dimensionsløs højde

h er den aktuelle højde over gulv (m)

H er lokalets totale højde (m)

Ved hjælp af de to formler er temperaturgradienterne sammenlignet på tværs af forsøgene. De konstanter, der danner den ligedannede vertikale temperaturgradient, er bestemt på baggrund af disse resultater. De fundne dimensionsløse temperaturprofiler er desuden sammenlignet med vertikale temperaturgradienter målt i en ikke ventileret testcelle af Parczewski og Renzi /7/. Resultatet fra de fortrængningsventilerede forsøg er sammenlignet med forsøg udført i et fortrængningsventileret klimakammer af ¹⁾ Kofoed /8/ og ²⁾ Brohus, Bøgh, Mogensen og Thomsen /9/.

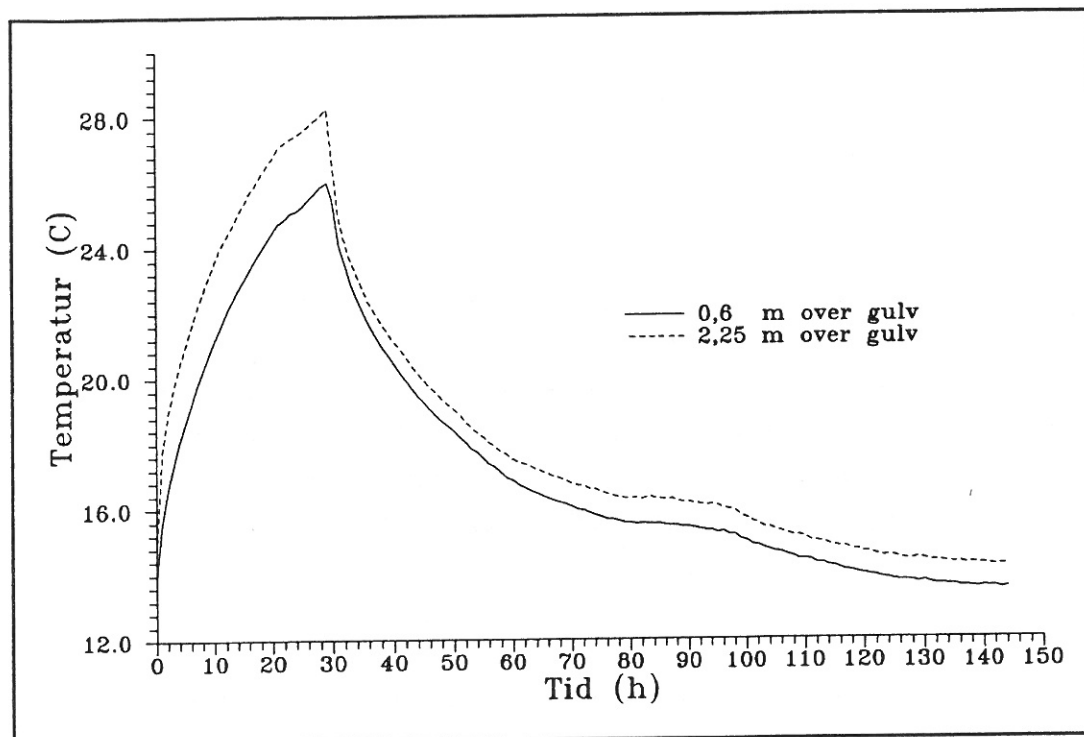
De efterfølgende figurer viser henholdsvis: ¹⁾ lufttemperaturvariationerne i opholdszonen og i den øvre zone af klimakammeret samt ²⁾ udvalgte vertikale temperaturgradienter.

3.1.1 Forsøg i klimakammer med 3,3 og 2,4 meters lokalehøjde

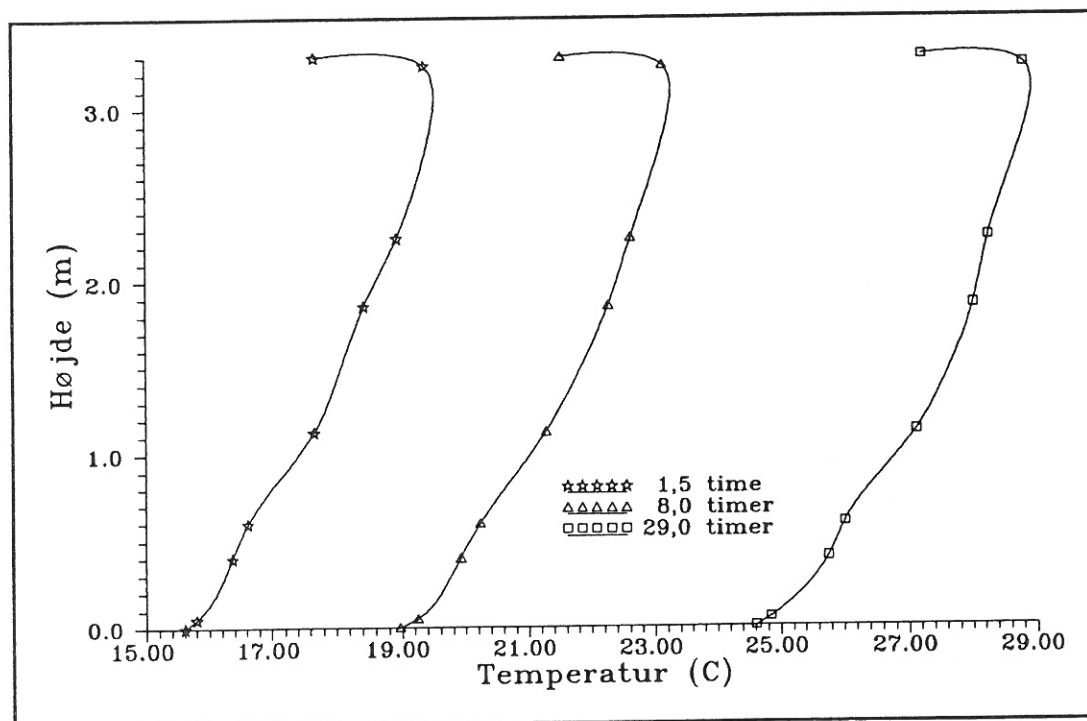
Det er i præsentationen valgt at vise en temperatur i opholdszonen og en temperatur i lokalets øvre zone. Opholdszonetemperaturen er målt 0,6 meter over gulv, hvilket normalt svarer til den højde, hvor man måler komforttemperaturen for en siddende person. Under forsøg L400W-3,3, hvor den totale rumhøjde er 3,3 meter, er den øvre zonetemperatur målt 2,25 meter over gulv, mens den i forsøg L200W-2,4 og S300W-2,4 er målt 1,8 meter over gulv, da rumhøjden under disse forsøg kun er 2,4 meter.

De viste vertikale temperaturgradienter er udvalgt, således at de er nogenlunde spredt over hele det tidsmæssige forløb og samtidig er dækkende for de forskellige faser af opvarmnings- og afkølingsforløbene.

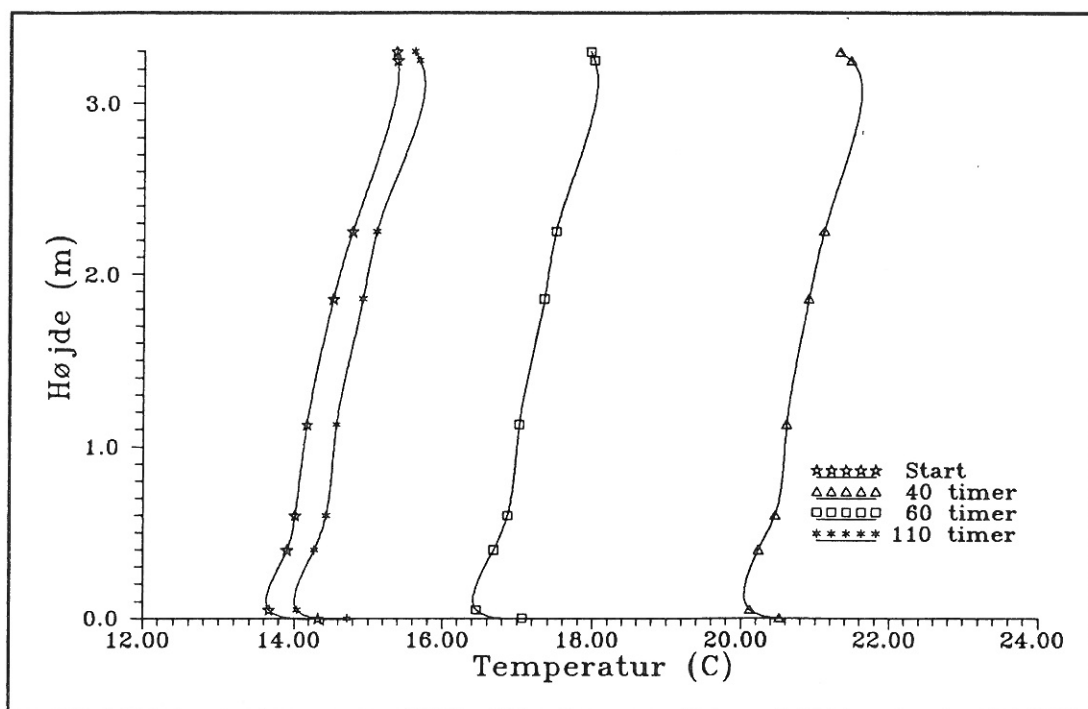
Som det ses af de efterfølgende figurer, er de optegnede temperaturgradienter for henholdsvis afkølings- og opvarmningsperioder af samme udseende med lidt forskel i gradienternes hældning. Den største forskel mellem afkølings- og opvarmningstilfældet ligger i temperaturovergangen mellem luft og overflader (gulv og loft). Denne forskel skyldes, at luften her er henholdsvis meget varmere eller koldere end de pågældende overflader, hvorfor gradienten enten krummer den ene eller den anden vej. Dette medfører, at lufttemperaturen tæt ved gulv og loft (100 - 200 mm) er stærkt påvirket



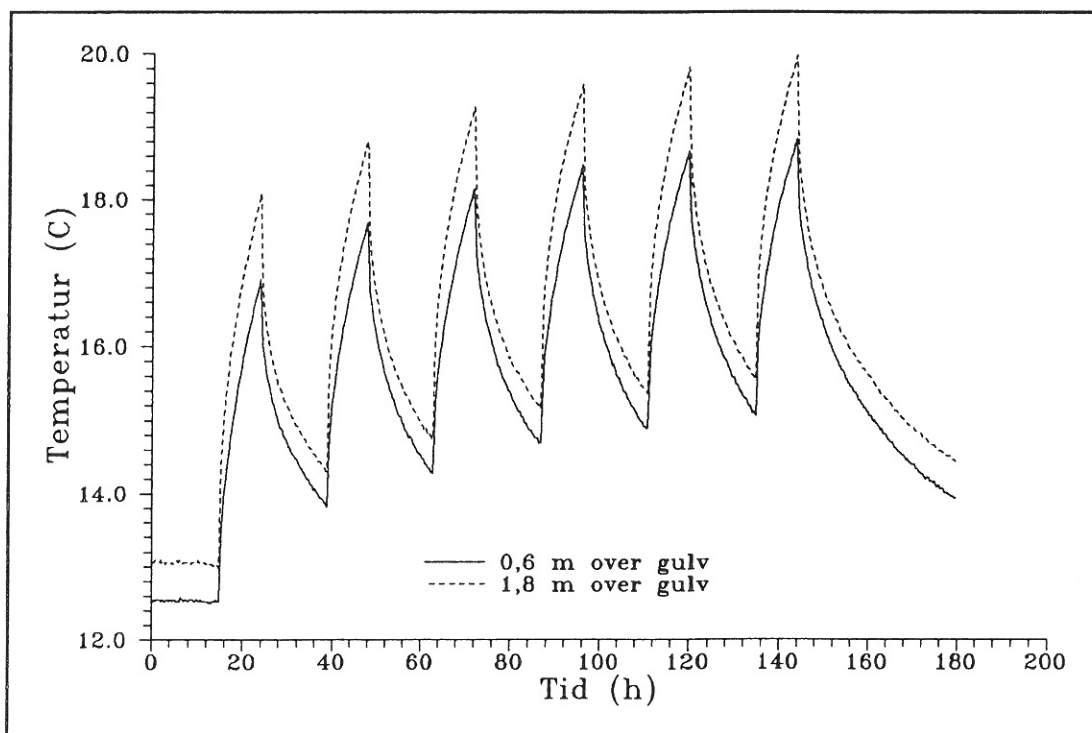
Figur 3.1 Lufttemperaturvariationer målt under forsøg L400W-3,3.



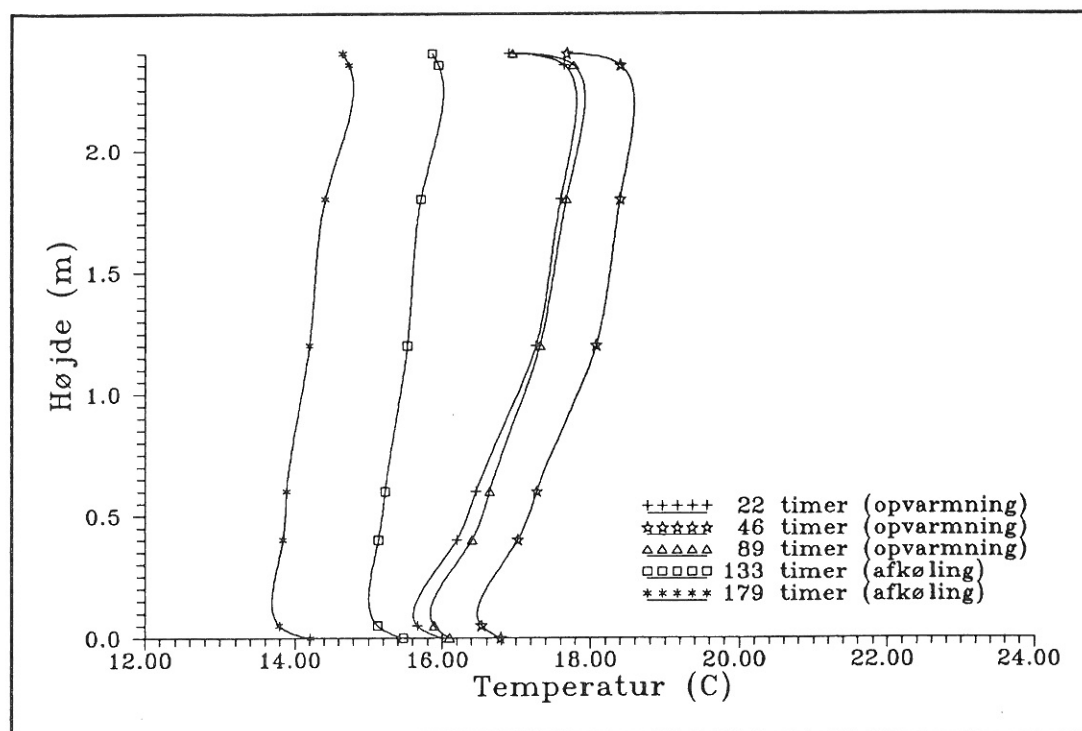
Figur 3.2 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg L400W-3,3 (under opvarmningsperioden).



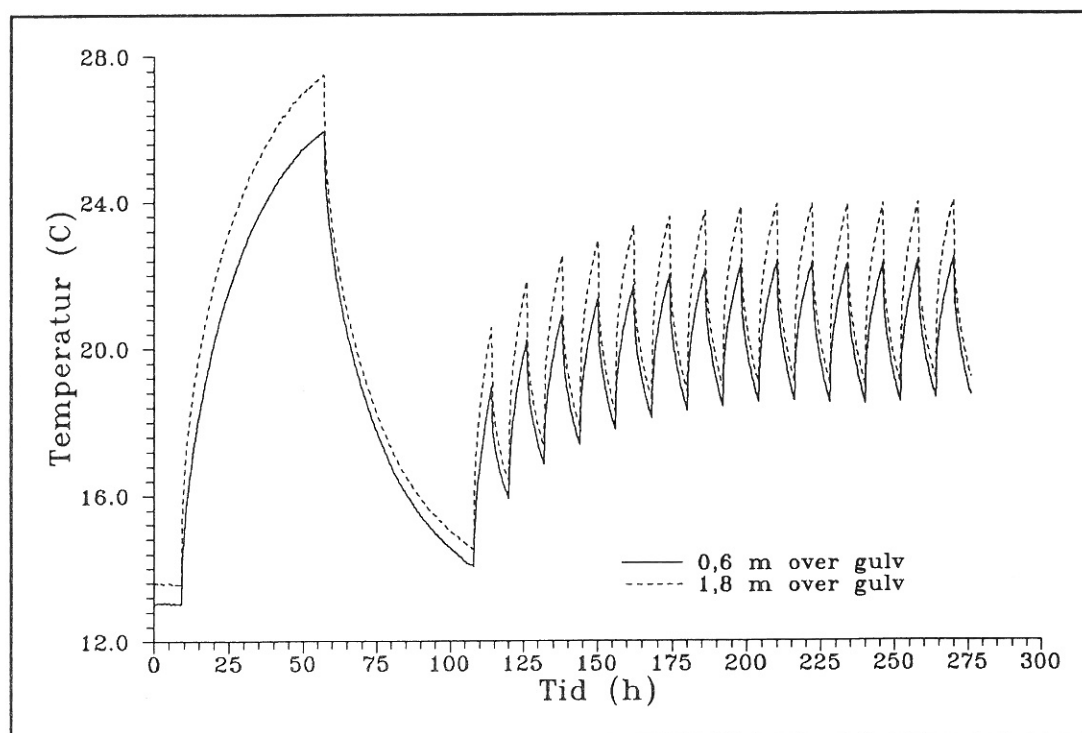
Figur 3.3 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg L400W-3,3 (under afkølingsperioden).



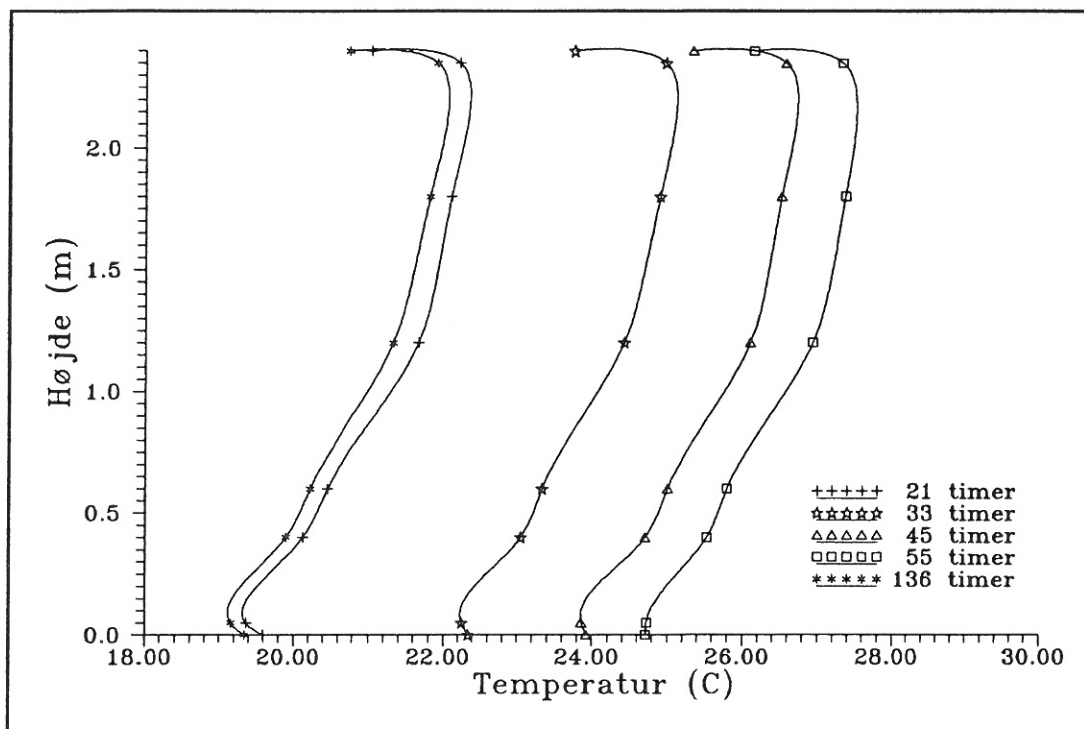
Figur 3.4 Lufttemperaturvariationer målt under forsøg L200W-2,4.



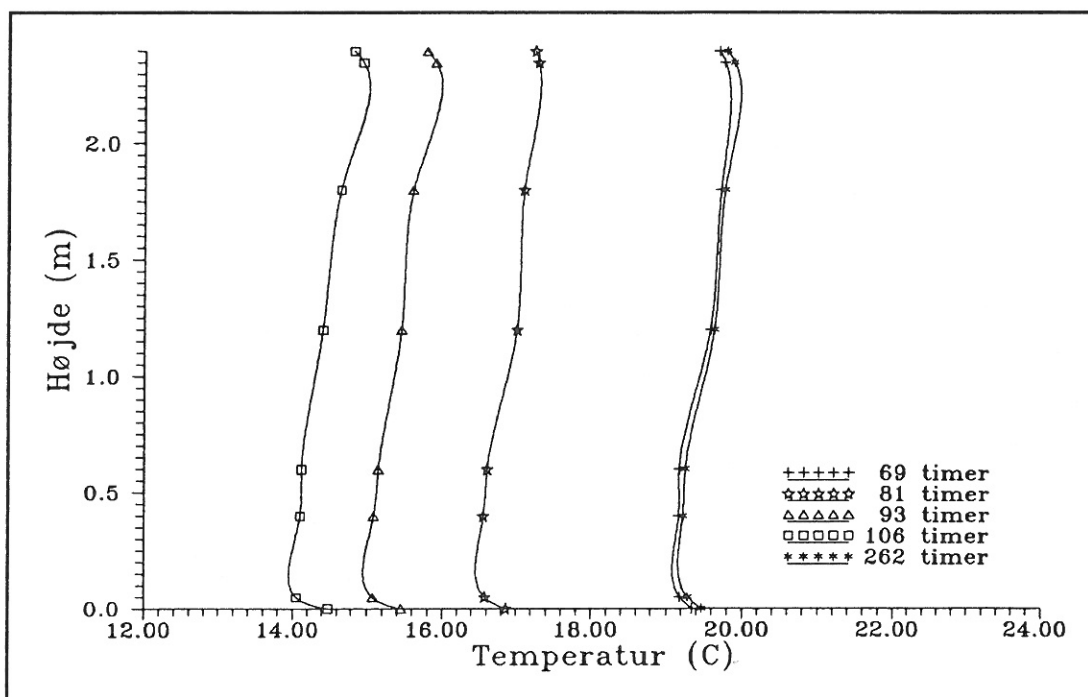
Figur 3.5 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg L200W-2,4 (under opvarmnings- og afkølingsperioder).



Figur 3.6 Lufttemperaturvariationer målt under forsøg S300W-2,4.



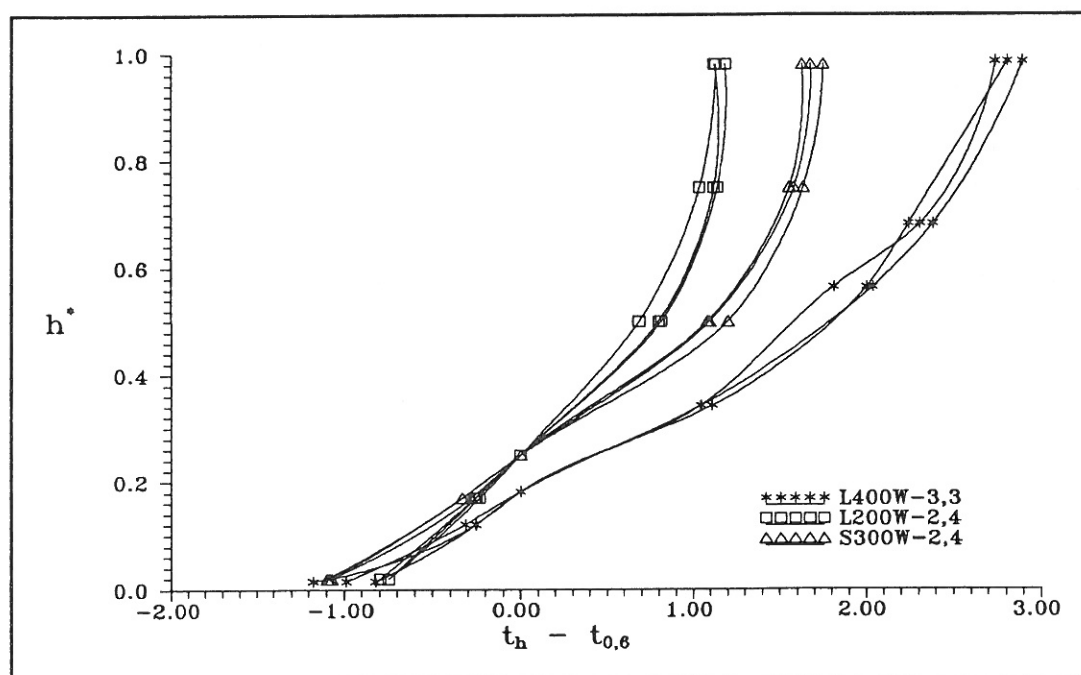
Figur 3.7 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg S300W-2,4 (under opvarmningsperioder).



Figur 3.8 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg S300W-2,4 (under afkølingsperioder).

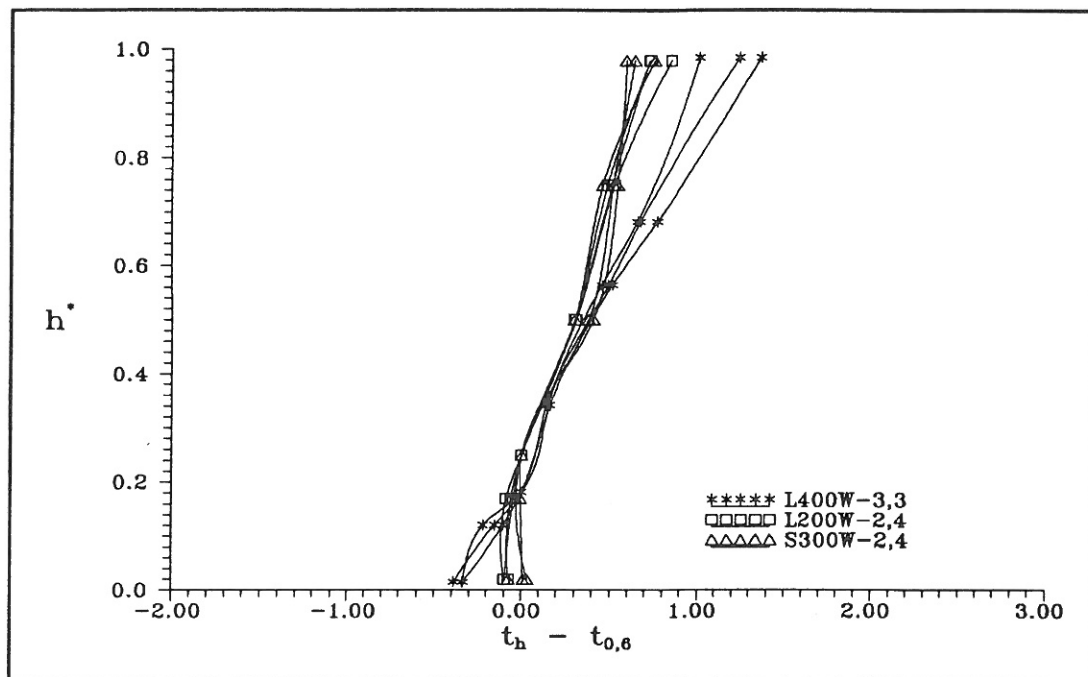
af overfladetemperaturen, hvorfor området af lufttemperaturkurven ikke alene er bestemt af densitetsforskelle og geometriske forhold. Derfor vil temperaturforholdene i dette område være anderledes bestemt end forholdene på resten af gradientkurven.

Omstruktureres de optegnede gradienter ved at subtrahere alle temperaturerne i 0,6 meters højde samtidig med, at højderne gøres dimensionsløse (formel 3.2), kan gradienterne optegnes i samme koordinatsystem (figur 3.9 og 3.10). Her ses det tydeligt, at gradienternes hældninger for opvarmningsperioden er meget forskellige. Gradienternes hældninger i afkølingsperioderne er som forventet mere ensartede, dog er der lidt større temperaturforskel mellem gulv og loft i forsøg L400W-3,3, hvor rumhøjden er 0,9 meter større end ved de to øvrige forsøg.

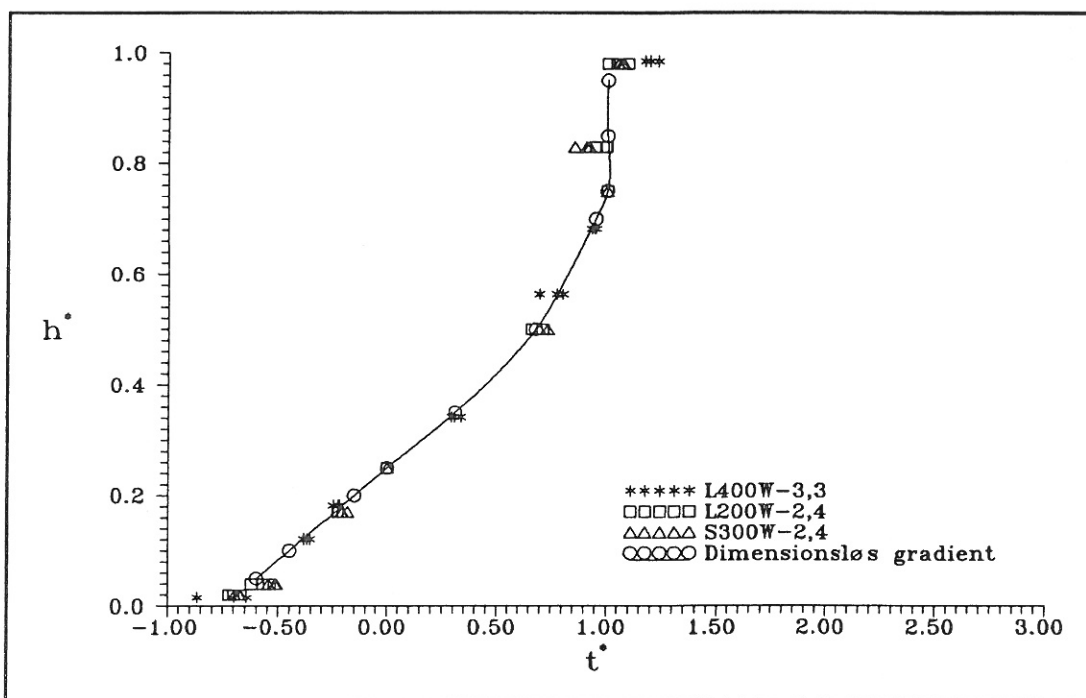


Figur 3.9 Vertikale temperaturgradienter fra forsøg L400W-3,3, L200W-2,4 og S300W-2,4 efter subtraktion af lufttemperaturen målt 0,6 m over gulv (opvarmningsperioder).

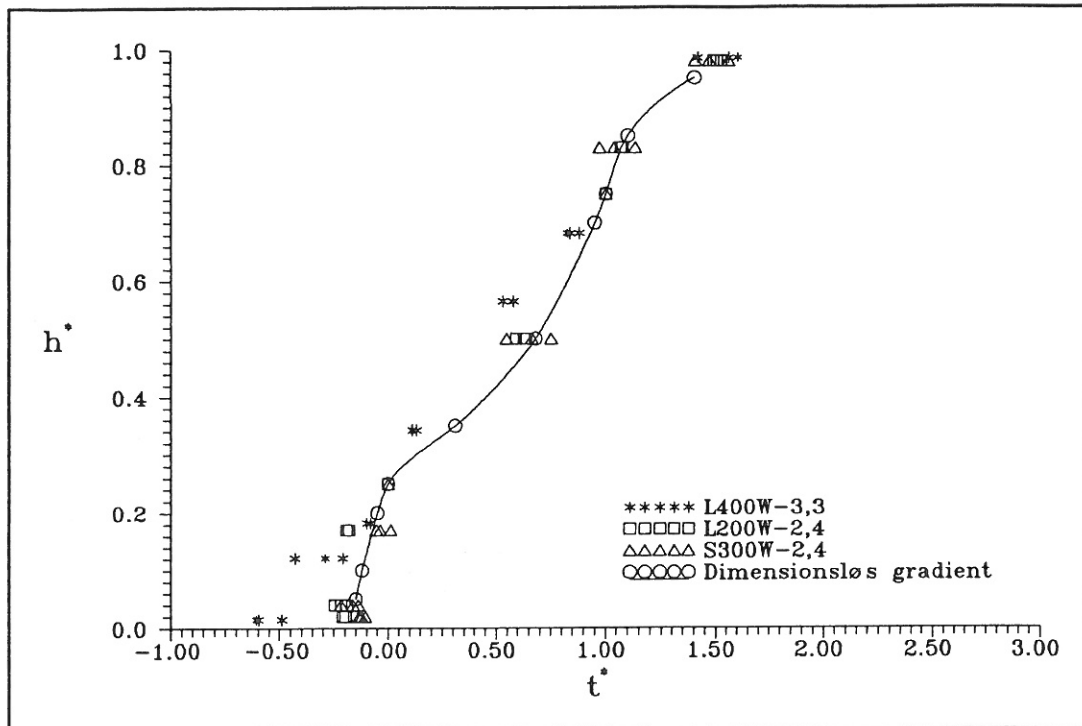
På figur 3.11 og 3.12 er alle de målte temperaturer gjort dimensionsløse efter (3.1). Som t_N og t_θ benyttes henholdsvis temperaturerne i 0,25 og 0,75 gange rumhøjden. Dette danner for opvarmningsperioderne en kurve med en acceptabel lille spredning mellem resultaterne fra de enkelte forsøg. For afkølingsperioderne er spredningen derimod betydelig, og det er især temperaturerne fra forsøg L400W-3,3, som falder ved siden af punktskaren fra de to andre forsøg. Den angivne kurve for nedkølingsforløbet er optegnet således, at der er fælles kurveforløb med kurven for opvarmningsforløbet



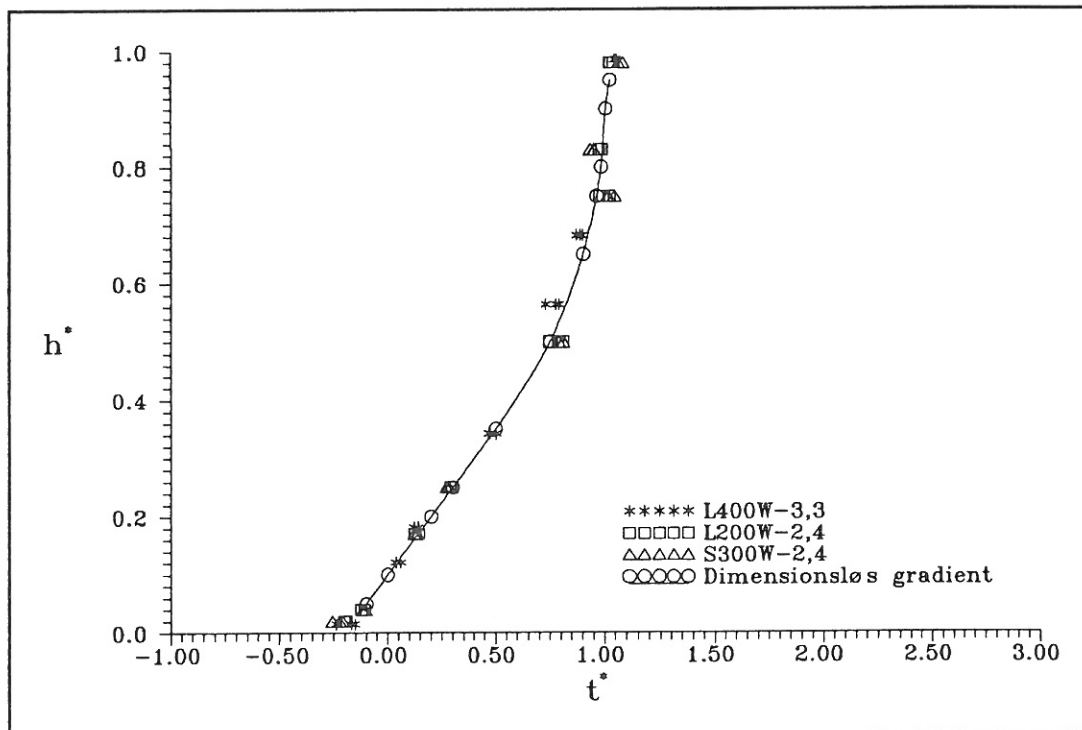
Figur 3.10 Vertikale temperaturgradienter fra forsøg L400W-3,3, L200W-2,4 og L300W-2,4 efter subtraktion af lufttemperaturen målt 0,6 m over gulv (afkølingsperioder).



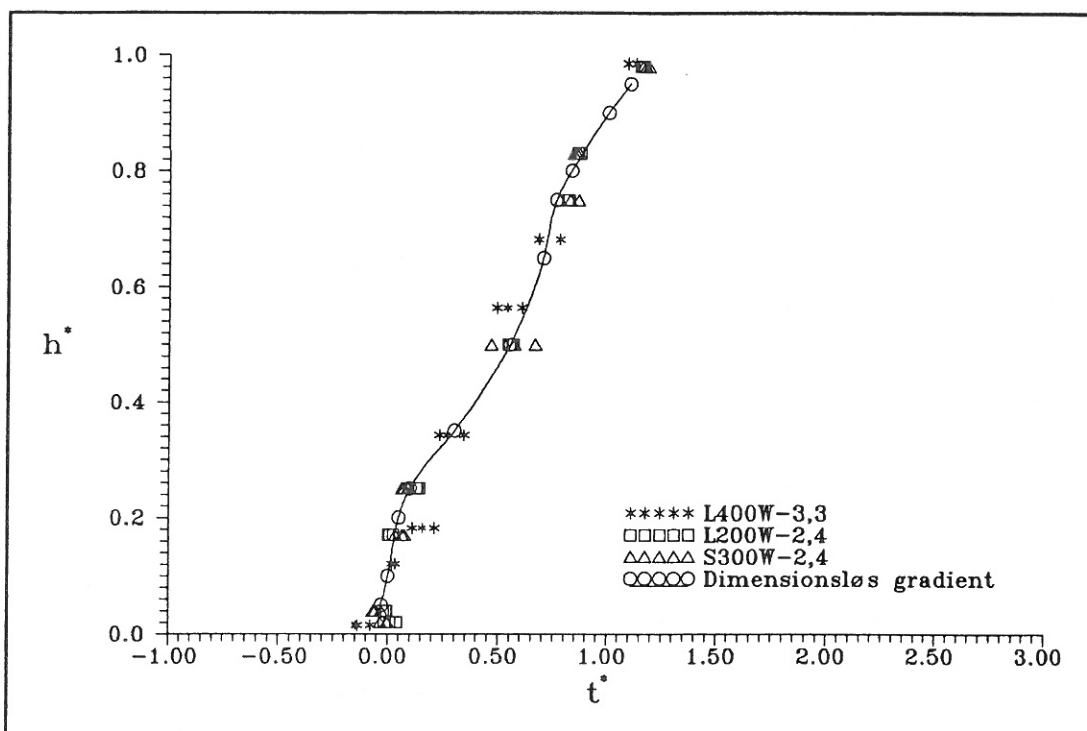
Figur 3.11 Dimensionsløs temperaturgradient for opvarmningsperioder (0,25/0,75).



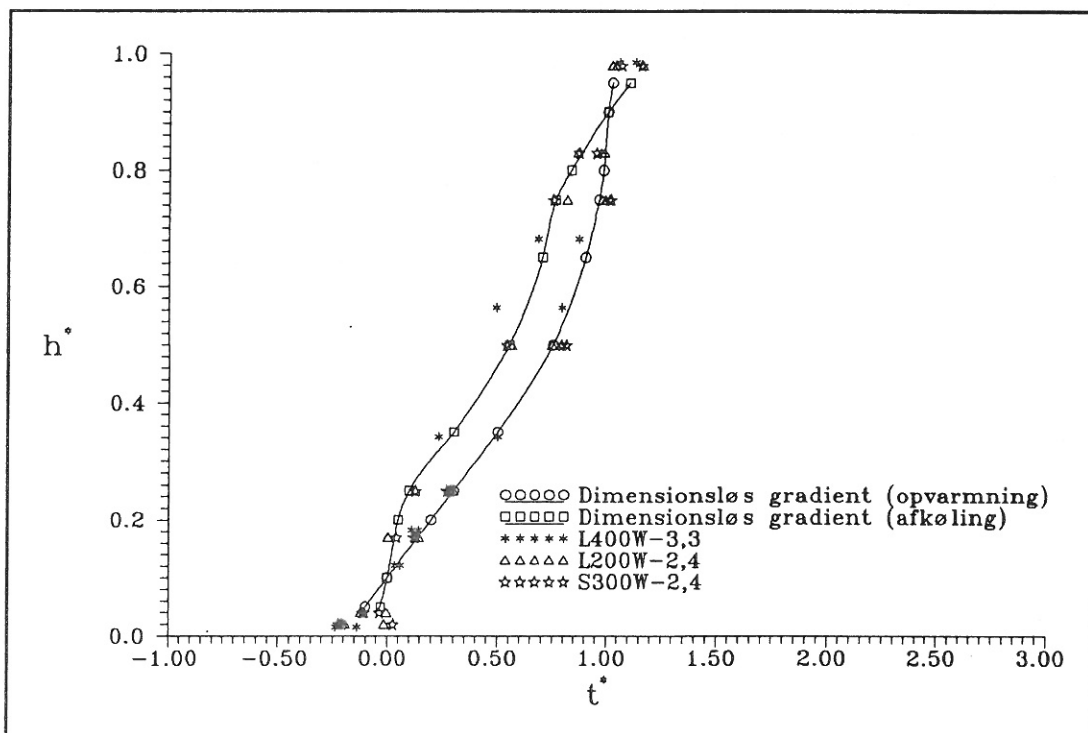
Figur 3.12 Dimensionsløs temperaturgradient for afkølingsperioder (0,25/0,75).



Figur 3.13 Dimensionsløs temperaturgradient for opvarmningsperioder (0,1/0,9).



Figur 3.14 Dimensionsløs temperaturgradient for afkølingsperioder (0,1/0,9).



Figur 3.15 Dimensionsløs temperaturgradient for opvarmnings- og afkølingsperioder (0,1/0,9).

i området $0,25 \leq h/H \leq 0,75$. Spredningen for nedkølingsforløbet er størst ved gulvet. Her er det for forsøg L400W-3,3 også sådan, at gradienten nær gulvet er større på grund af en større temperaturforskel mellem overflade og luft.

For at undgå den store spredning ved gulvet kan man som på figur 3.13 og 3.14 benytte temperaturerne i højderne 0,1 og 0,9 gange lokalehøjden som t_N og t_θ i formel 3.1. Herved mindskes spredningen for afkølingsforløbet markant, men resultatet for opvarmningsforløbet forbedres også en smule. Ulempen ved at benytte disse to højder er derimod, at kurverne ikke længere har noget, der ligner et fællesforløb, hvilket ikke bestyrker teorien om ligedannede vertikale temperaturgradienter. Samles de to kurver derimod i samme koordinatsystem (figur 3.15), ses det, at der faktisk er tale om en "parallelforskydning" af kurverne, men kun i området $0,25 \leq h/H \leq 0,75$. Dette skyldes naturligvis, at "udgangskurverne" (0,25/0,75) har ens forløb mellem disse punkter, hvilket genspejles i den transformation, der foretages ved omregning af gradienterne. Denne forskydning er forårsaget af overfladetemperaturernes indflydelse

Dimensionsløs højde (h^*)	Dimensionsløs temperatur for opvarmningsperioder	Dimensionsløs temperatur for afkølingsperioder
0,05	-0,10	-0,03
0,10	0,00	0,00
0,20	0,20	0,05
0,25	0,30	0,10
0,35	0,50	0,30
0,50	0,75	0,55
0,65	0,90	0,70
0,75	0,96	0,76
0,80	0,98	0,83
0,90	1,00	1,00
0,95	1,02	1,10

Tabel 3.1 Dimensionsløse temperaturer for henholdsvis opvarmning og afkøling (0,1/0,9).

på lufttemperaturen tæt ved gulv og loft. Under opvarmningsforløbet vil lufttemperaturens stigning (mest udpræget ved loft) bremses af energioverførslen til overflader med lavere temperaturer, mens det modsat under afkøling oftest vil være overflader med højere temperaturer (mest udpræget ved gulv), som afgiver energi til luften.

I tabel 3.1 er der angivet den række dimensionsløse temperaturer, der danner de to dimensionsløse gradienter angivet på figur 3.15. Da de to kurver er parallelforskudt, må det derfor også påregnes, at kurverne yderligere kan forskydes i den ene eller anden retning, hvis der er tale om specielle opvarmnings- eller afkølingsformer. Her tænkes der på henholdsvis gulvvarme, strålevarme- eller kølelofter.

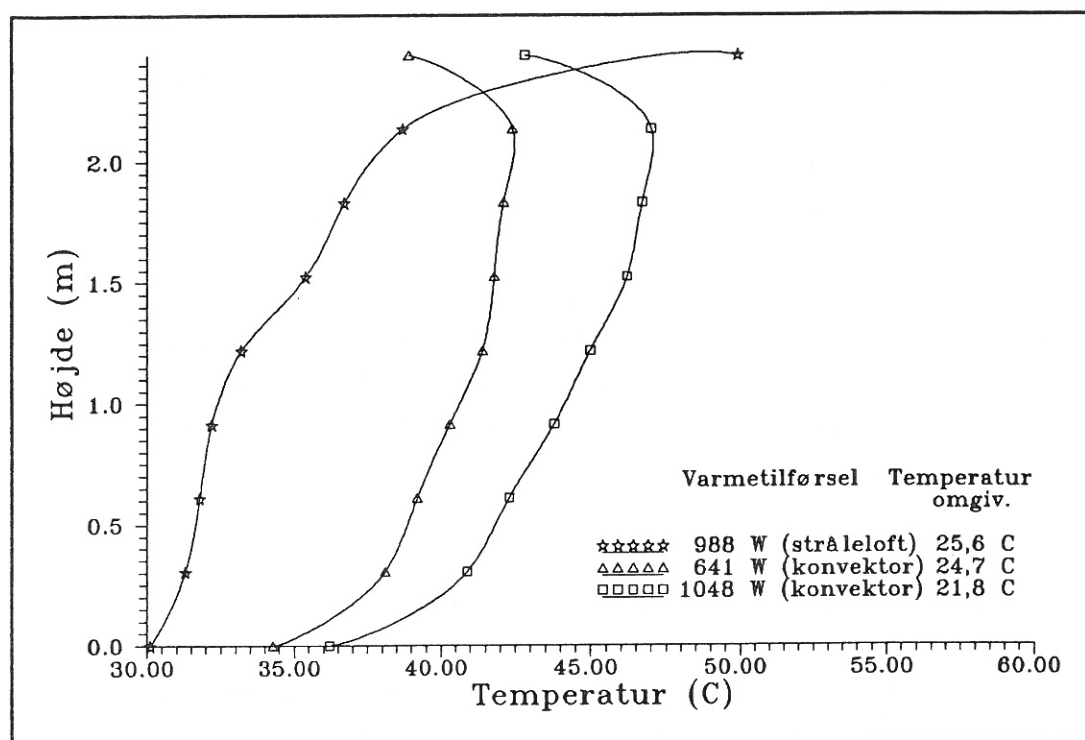
3.1.2 Sammenligning med eksterne forsøg i ikke ventileret klimakammer

I juni 1963 blev der i ASHRAE præsenteret et paper af Parczewski og Renzi under titlen "Scale model studies of temperature distributions in internally heated enclosures" /7/. I dette paper sammenlignes vertikale temperaturgradienter målt i et fuldskala testrum med gradienter målt i en model skaleret 1:4.

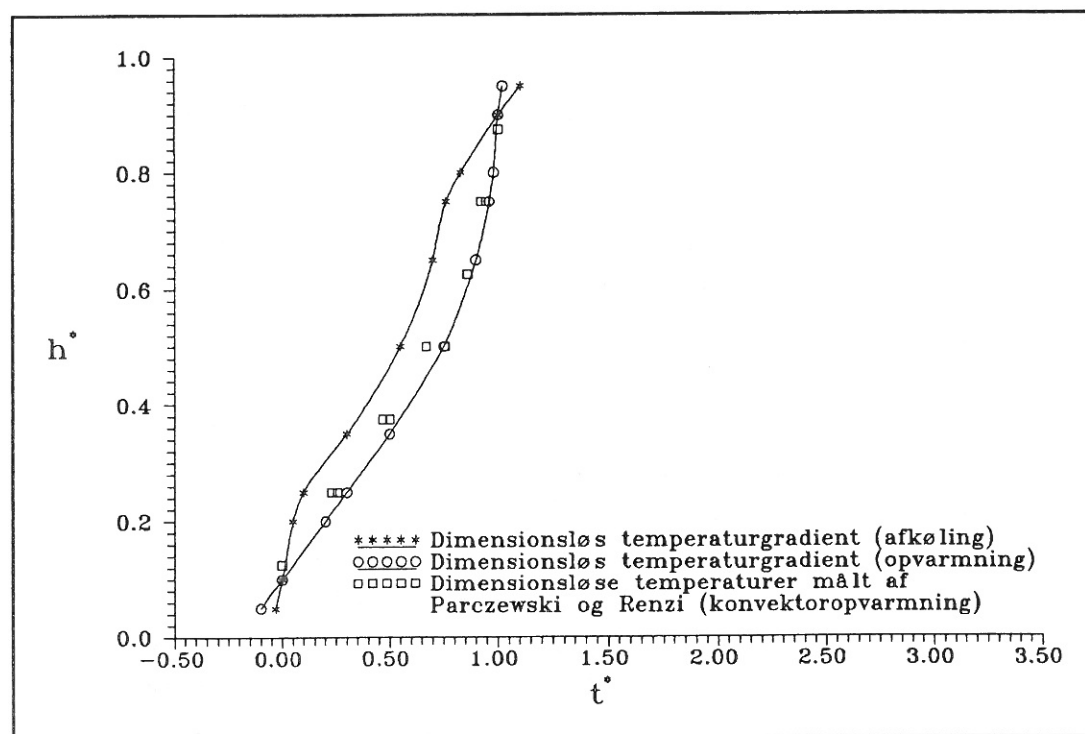
Fuldskalorummet er en kubisk celle med en indvendig sidelængde på 2,44 meter. Testrummet, som er placeret fritstående i et laboratorium, er opbygget af lette trækonstruktioner og isoleret med 50 mm mineraluld.

Parczewski og Renzi har undersøgt gradientforhold for to forskellige typer opvarmningsformer. Den ene er en traditionel opvarmning med konvektor, den anden er opvarmning med et strålevarmeloft.

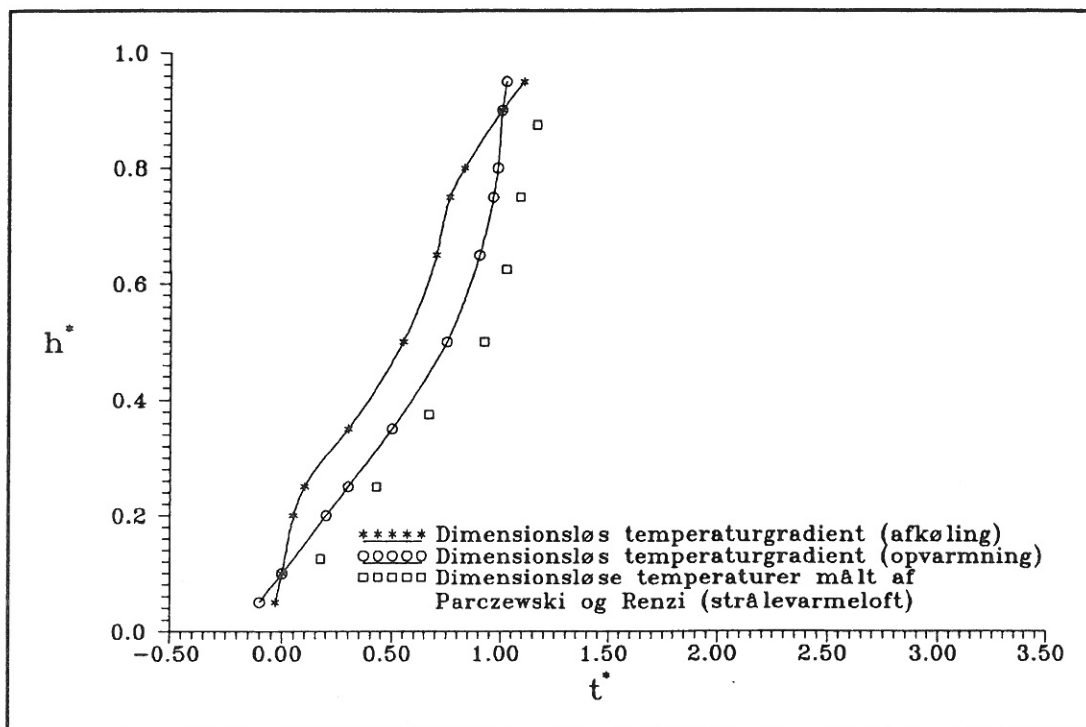
På figur 3.16 er der vist 3 vertikale temperaturkurver målt under forsøgene i fuldskalorummet. De to af kurverne er fra de konvektoropvarmede forsøg, mens den sidste kurve er med strålevarmeloft. Alle tre forsøg er med meget store temperaturforskelle mellem gulv og loft. Temperaturstigningen beregnet pr. meter ligger mellem godt 3 °C til over 5 °C, hvilket er væsentligt større gradienter, end der normalt vil forekomme i indemiljøer. På figur 3.17 er temperaturene fra de to konvektoropvarmede forsøg gjort dimensionsløse. Her ses det, at der selv med så store temperaturforskelle er fin overensstemmelse, når der sammenlignes med det dimensionsløse temperaturprofil for opvarmningstilfældet. På figur 3.18 er der foretaget en lignende sammenligning for forsøget med strålevarmeloftet. Her falder de dimensionsløse temperaturer tydeligt ved



Figur 3.16 Vertikale temperaturgradienter målt af Parczewski og Renzi i kubisk testcelle.



Figur 3.17 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt af Parczewski og Renzi i kubisk testcelle.



Figur 3.18 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt af Parczewski og Renzi i kubisk testcelle med strålevarmeloft.

siden af det optegnede profil, men det ses også, at der alene er tale om en "forskydning" af kurven.

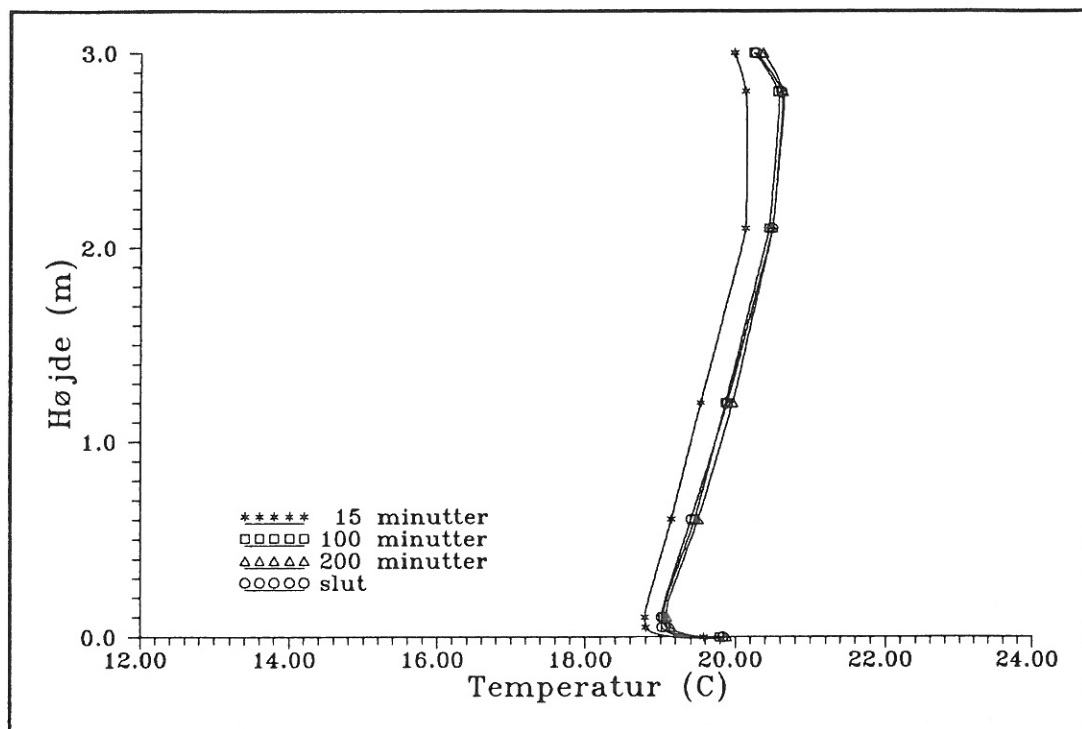
3.2 Termisk stratificering i fortrængningsventilerede rum

De efterfølgende figurer viser resultaterne fra de fortrængningsventilerede forsøg. Der er i denne præsentation alene vist de vertikale temperaturgradienter, og hvorledes de dimensionsløse temperaturer falder i forhold til de dimensionsløse temperaturgradienter fundet ved forsøgene i de ikke ventilerede klimarum.

3.2.1 Punktkildeforsøg

På figur 3.19 er der vist 4 vertikale temperaturgradienter målt under forsøget, hvor

varmebelastningen leveres af den koncentrerede punktkilde. Indblæsningstemperaturen er 16 °C, og luftskiftet er ca. 2,4 gange pr. time.



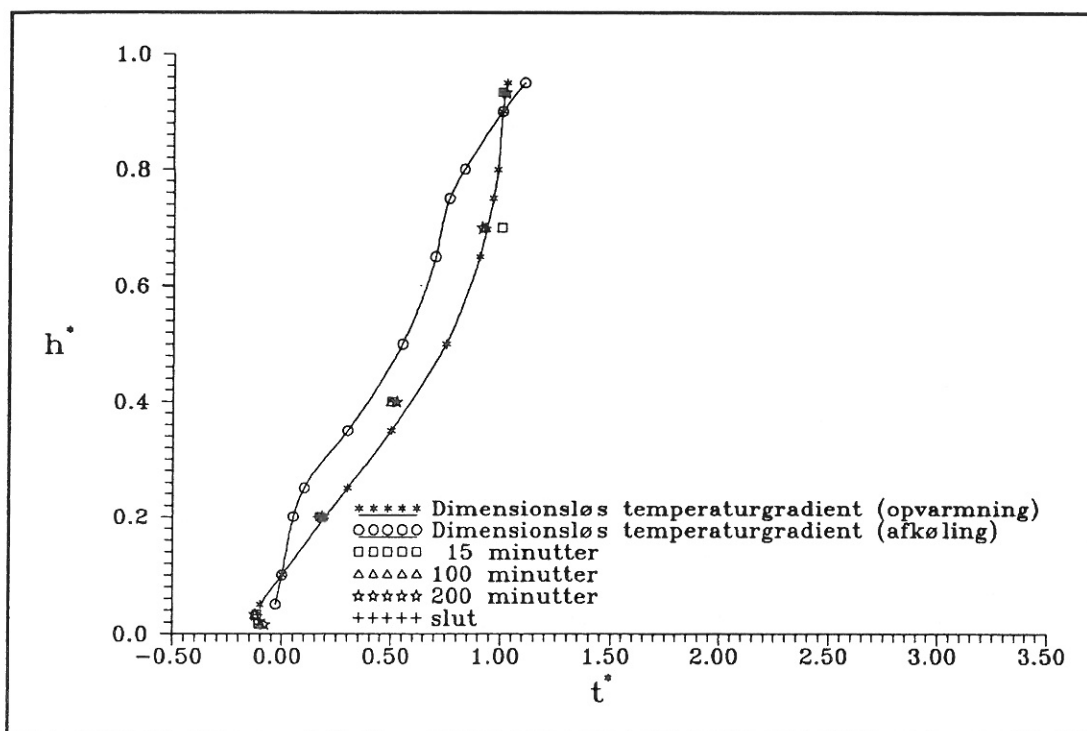
Figur 3.19 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg P400W-Q350-16.

Lufttemperaturen ved gulvet er omkring 19 °C, hvilket betyder, at gulvet opvarmer den forbistrømmende luft 3 °C over indblæsningstemperaturen. Under loftet i udsugningszonen er temperaturen godt 20 °C, hvorfor den samlede temperaturstigning i selve luftzonen fra gulv til loft er omkring 1,5 °C, hvilket svarer til en gradient på 0,5 °C pr. meter.

På figur 3.20 er de målte temperaturer gjort dimensionsløse, efter samme formel som er benyttet i de ikke ventilerede forsøg. Betingelsen for en sådan sammenligning er, som beskrevet i indledningen, at det stadig er de termiske drivkræfter, som danner temperaturgradienten. Dette betyder, at luftbevægelserne forårsaget af selve ventilationen skal være små i forhold til luftbevægelserne forårsaget af de termiske opdrifts-kræfter.

Som det fremgår af figuren, falder de dimensionsløse temperaturer meget pænt i forhold til kurven for opvarmningstilfældet. Den største fejl fremkommer ved gulvet, hvor de dimensionsløse temperaturer ligger mellem opvarmnings- og nedkølingskurverne. Dette

passer også ind i billedet, da der ved gulvet er varmetilførsel fra overfladen til luften.

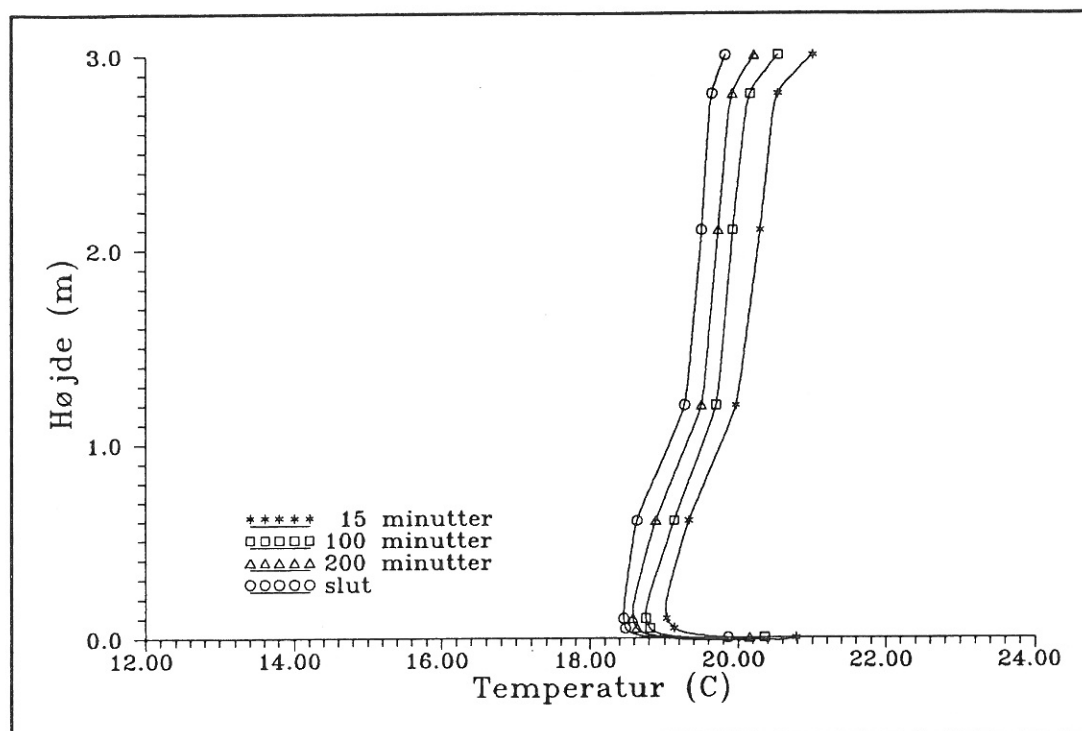


Figur 3.20 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionløse temperaturer målt under forsøg P400W-Q350-16.

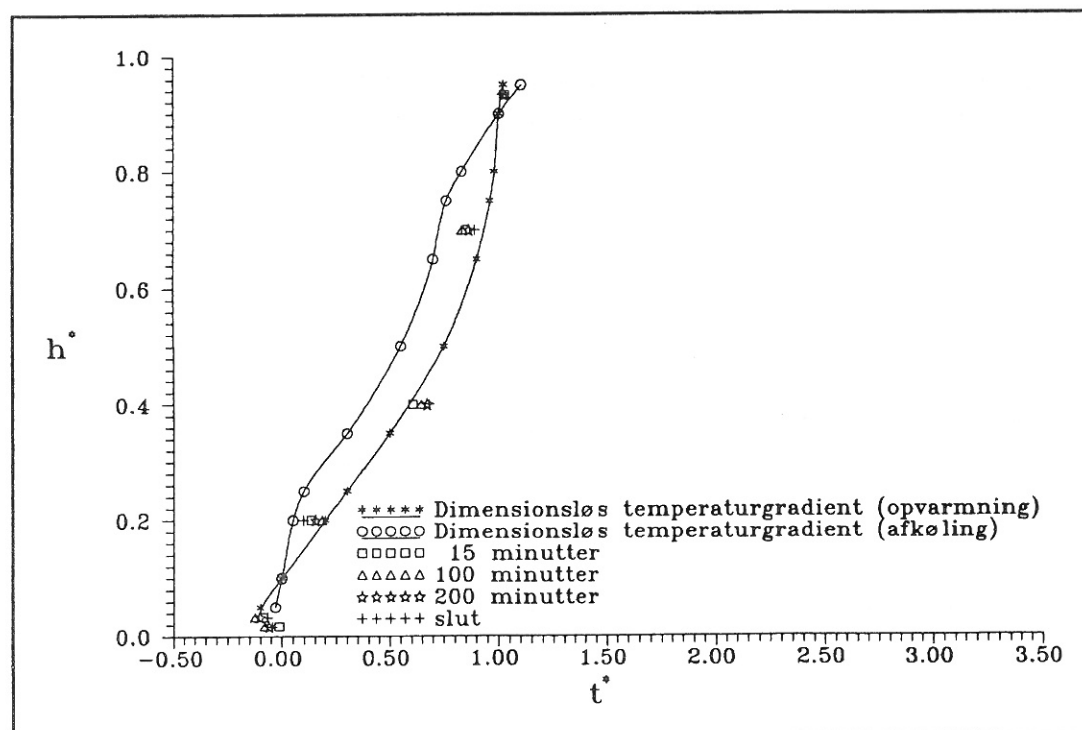
3.2.2 Fladekildeforsøg

På figur 3.21 er der vist 4 gradienter målt under forsøget, hvor den interne varmebe-
lastning kommer fra en stor fladekilde. Indblæsningstemperaturen holdes også her på
16 °C, men luftskiftet er øget til godt 4 gange pr. time.

De vertikale temperaturgradienter for fladekildeforsøget adskiller sig fra punkt-
kildeforsøget (figur 3.19) ved, at den største temperaturstigning foregår i den nederste
zone af lokalet, hvor temperaturstigningen i punktkildeforsøget foregår næsten over hele
lokalehøjden. Årsagen til denne forskel er, at der under dette forsøg er anvendt en
meget stor varmekilde, hvorfor energitilførslen hurtigere bliver fordelt i hele den
tilstrømmende luftmasse.



Figur 3.21 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg F400W-Q600-16.

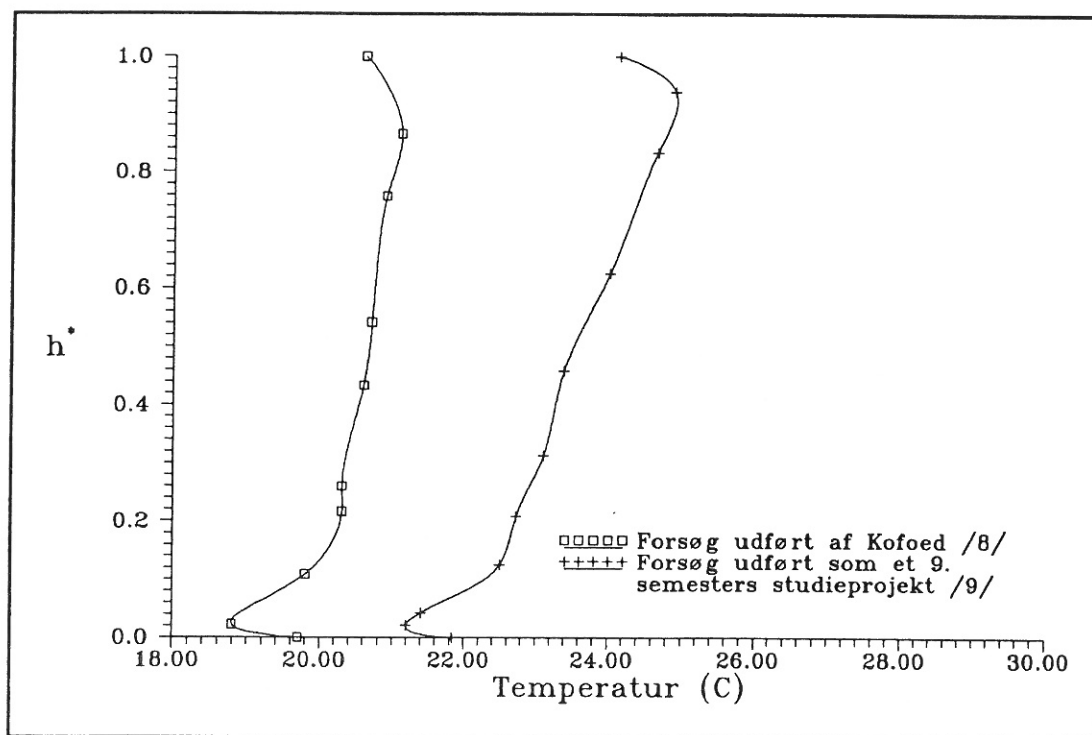


Figur 3.22 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt under forsøg F400W-Q600-16.

Sammenlignes de dimensionsløse temperaturgradienter og de dimensionsløse temperaturer fra dette forsøg (figur 3.22), ses det, at punkterne ved gulv ligger i forlængelse af kurven for nedkølingsforløbet og dermed nærmere nedkølingskurven end resultatet fra forsøg P400W-Q350-16. Denne forskel er også i overensstemmelse med de tidligere resultater, da der i dette forsøg i forhold til det forrige er ca. 0,5 °C større temperaturforskell mellem gulvoverfladen og luften. De øvrige dimensionsløse temperaturer falder pænt i forhold til kurven for opvarmningsforløbet.

3.2.3 Sammenligning med eksterne fortrængningsforsøg

På figur 3.23 er der optegnet to vertikale temperaturgradienter fra forsøg udført af henholdsvis Kofoed /8/ og Brohus, Bøgh, Mogensen og Thomsen /9/. Begge forsøg er udført på Aalborg Universitetscenter.

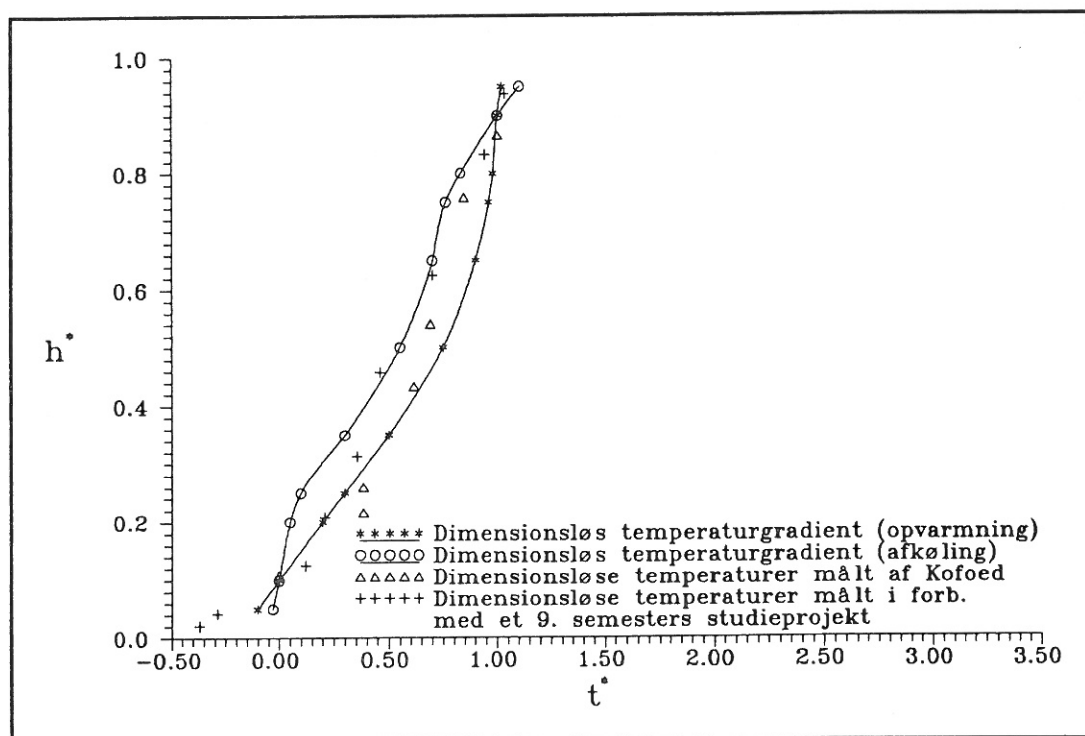


Figur 3.23 Vertikale temperaturgradienter målt under andre forhold i fortrængningsventilerede klimarum.

Forsøget udført af Kofoed er foretaget i samme klimakammer som de to før omtalte forsøg. I dette forsøg er rumhøjden 4,62 meter, luftskiftet er 0,7 gange pr. time, og

varmebelastningen leveres af en rørkilde med en effekt på 729 W.

Den anden gradient er målt i et fortrængningsventileret klimakammer af normal kontorstørrelse ($l \cdot b \cdot h = 4,2 \cdot 3,6 \cdot 2,4 \text{ m}$). Forsøget er udført som specificeret i et projekt under IEA (International Energy Agency) /10/. I dette IEA-projekt er der simuleret en sommersituation. Forsøgsrummet er internt varmebelastet af tre vinduer (eltapet med en konvektiv varmeafgivelse på ca. 235 W) med en overfladetemperatur på 32 °C og af en personsimulator med en varmeafgivelse på 100 W. Indblæsnings-temperaturen er ca. 19,5 °C, og temperaturstigningen gennem rummet er 5,3 °C.



Figur 3.24 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt under andre forhold i fortrængningsventilerede klimarum.

For begge forsøgs vedkommende gælder det, at luftens temperatur lige over gulvet stiger meget kraftigt. I luftlaget umiddelbart over gulvfladen er lufttemperaturen lavere end gulvets overfladetemperatur, men luften tilføres så meget energi i den nederste zone, at lufttemperaturen hurtigt overstiger gulvfladens temperatur. Resten af lufttemperaturstigningen mod loftet foregår i et næsten retliniet forløb.

Sammenlignes de dimensionsløse temperaturer for de to forsøg med de dimensionsløse

temperaturprofiler (figur 3.24), ses det, at de nederste punkter falder noget under de optegnede kurver. Dette resultat passer godt ind i billedet fra forsøgene i det ikke ventilerede klimakammer. Gradienten målt under forsøg S300W-2,4 (figur 3.7) har et lignende, men knap så udpræget udseende ved gulvet, og på figur 3.13 ses, at punkterne for dette forsøg også er forskudt lidt i samme retning. De øvrige punkter falder ikke udpræget op af en af kurverne, men er dog hovedsageligt placeret mellem de to kurver.

3.3 Konklusion

Teorien om én ligedannet temperaturgradient i alle rum, hvor det alene er de termiske opdriftskræfter, som danner gradienten, holder ikke, når der alene fokuseres på de udførte forsøg og de eksterne sammenligninger. Årsagen til den spredning, som kan observeres, er, at der altid vil være sekundære strømninger, som påvirker gradienterne. Her tænkes på strømninger fra varmekilder (radiatorer m.m.), som ændrer forholdene mellem for eksempel opvarmnings- og afkølingssituationen eller på forstyrrende strømninger fra indblæst fortrængningsluft. Hvis der fokuseres på en mindre del af temperaturkurven midt i lokalet, viser forsøgene derimod, at man sandsynligvis kan tale om en ligedannet gradient for et luftområde tilstrækkeligt langt væk fra overfladerne.

For de fortrængningsventilerede rums vedkommende kan det konkluderes, at forstyrrelserne fra indblæsningen er så store, at en eller flere dimensionsløse gradienter ikke umiddelbart kan bruges. Det skyldes blandt andet, at det ikke er muligt at fastlægge temperaturen nede ved gulvet, da temperaturen her er dikteret af forhold som indblæsningstemperatur og -luftmængde samt overfladetemperaturen på gulvet. Når man ser på den øvrige temperaturfordeling op gennem lokalet, viser det sig, at spredningen for de dimensionsløse temperaturer også her er så stor, at det stadig er en lige så god tilnærmelse at vælge et lineært temperaturforløb under for eksempel en beregningsfase.

Som det fremgår af forsøgsbeskrivelsen (tabel 2.10), er der foretaget langt flere forsøg i det fortrængningsventilerede klimakammer. Resultaterne fra disse forsøg er ikke grafisk belyst i dette afsnit, da de udviser samme tendens som de beskrevne fortrængningsforsøg med en forholdsvis stor spredning af de dimensionsløse temperaturer især nær ved gulvoverfladen.

Resultaterne for de radiatoropvarmede lokaler viser, at spredningen mellem de forskellige forsøgsresultater er så tilfredsstillende lille, at de to dimensionsløse kurver (opvarmnings- og afkølingskurven) kan benyttes, når den virkelige temperaturgradient ønskes bestemt. Hvis opvarmningsformen er mere speciel, som for eksempel gulvvarme, kræves der yderligere undersøgelser for at fastlægge, hvordan det dimensionsløse profil forskydes.

Ud fra laboratorieundersøgelserne kan det derfor konkluderes, at de to fundne dimensionsløse profiler med god tilnærmelse kan benyttes, når det drejer sig om radiatoropvarmede rum, og at dette er en bedre løsning end den hidtil anvendte, hvor man normalt kun har antaget, at gradienten er forløbet lineært mellem en øvre og nedre zonetemperatur. Det konkluderes desuden, at det muligvis gennem yderligere undersøgelser kan være muligt at finde en sammenhæng til mere specielle opvarmnings- og køleformer. For de fortrængningsventilerede rums vedkommende er den hidtidige antagelse om et retlinet temperaturforløb mellem gulv og loft stadig en fornuftig tilnærmelse, når det drejer sig om antagelser i forbindelse med de mere simple modeller.

4. MODEL TIL BEREGNING AF BYGNINGERS OG RUMS VARMEBALANCE

Der anvendes en række forskellige modeller til beregning af rums og overfladers temperaturer samt til beregning af varmemstrømme gennem bygningskonstruktioner under ikke stationære forhold /11/ /12/. Disse modeller er alle bygget op over den generelle ligning for instationær varmeledning, men da denne i de her omtalte tilfælde ikke kan løses eksakt, er det nødvendigt med tilnærmelser. En del af metoderne bygger på en diskretisering af tiden og af de varmeledende materialer. Det er metoder som finite difference metoden, finite volume metoden og finite element metoden. Uanset hvilken af metoderne der anvendes, er resultatet en differensligning, men det er forskellige fremgangsmåder, der tages i brug for at nå frem til denne.

I det følgende beskrives grundlaget for opstilling af den matematiske model til beregning af rums dynamiske varmebalancer samt en løsning af denne ved hjælp af finite difference metoden, som anvendes af Suncode til behandling af varmebalanceligningerne.

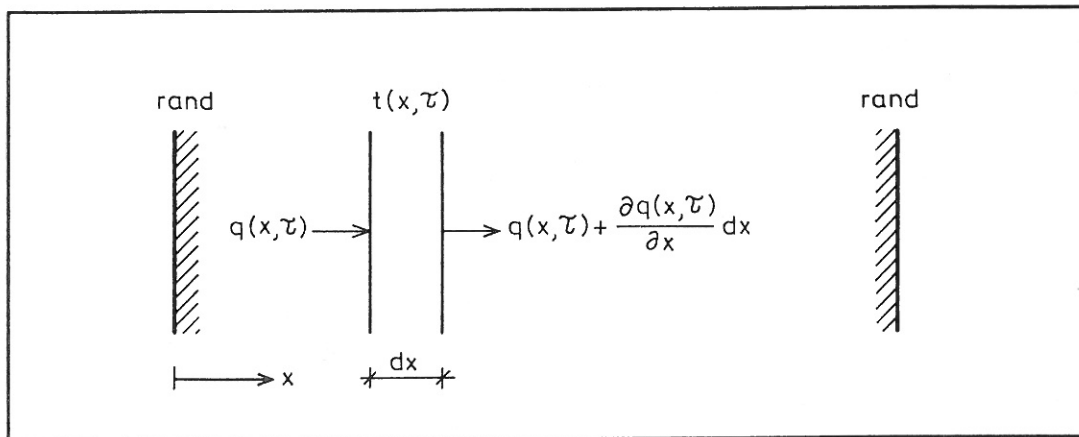
4.1 Varmebalancer

Før de matematiske metoder kan vælges, er det nødvendigt at foretage nogle fysiske forudsætninger for det system, der arbejdes med. Forudsætningerne, som er beskrevet under behandling af de enkelte ligninger, er tilsvarende de forudsætninger, som Suncode og mange andre tilsvarende programmer benytter.

4.1.1 Varmeledning gennem bygningsdele

I det følgende forudsættes det, at de indgående bygningsdele alene består af planparallelle lag, og at den rumluft, som bygningsdelen er i kontakt med, er ideelt opblandet. Herved bliver lufttemperaturen i rummet homogen, og varmemstrømmene igennem de enkelte konstruktionsdele bliver endimensionale. Denne begrænsning medfører, at de beregnede varmetab er lidt mindre end de fysiske, da de virkelige varmemstrømme er to-

og tredimensionale ved konstruktionsinhomogeniteter og konstruktionssamlinger. Det er under beregningen muligt at korrigere for denne fejl ved at benytte lidt større transmissionsarealer, end de fysiske indvendige rummål medfører. Denne metode til korrektion er almindeligt benyttet ved beregning af både stationære og dynamiske forhold.



Figur 4.1 Endimensional varmeledning gennem isotropt fast materiale.

Grundlaget for opstilling af ligningen for varmetransmission i én dimension bygger på termodynamikkens 1. hovedsætning (et legemes varmebalance når der ikke udføres noget arbejde), som siger:

at ændringen i et legemes indre energi er lig med summen af de tilførte varmemenstrømme.

På figur 4.1 er vist varmemenstrømmen gennem grænsefladerne for området $x + dx$. Ligning 4.1 udtrykker ændringen af indre energi imellem grænsefladerne over tiden $\partial\tau$ under disse forhold.

$$\begin{aligned}
 dx\rho c \frac{\partial t(x,\tau)}{\partial \tau} &= q(x,\tau) - \left(q(x,\tau) + \frac{\partial q(x,\tau)}{\partial x} dx \right) \\
 \Downarrow \\
 \rho c \frac{\partial t(x,\tau)}{\partial \tau} &= - \frac{\partial q(x,\tau)}{\partial x}
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

For at kunne beregne den termiske tilstand og varmestrøm gennem et legeme af vilkårligt materiale, er det nødvendigt at tilknytte en bestemmende (konstitutiv) ligning, der fortæller, hvordan sammenhængen er mellem materialeegenskaber og varmeledning. Denne sammenhæng er givet ved Fouriens lov om varmeledning (4.2).

$$q(x, \tau) = -\lambda \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \quad (4.2)$$

Det er ligeledes nødvendigt for beregningen at kende de betingelser eller størrelser, der knytter sig til randen. Den mest enkle randbetingelse er, at temperaturen på randen er kendt (4.3 a), men i forbindelse med simuleringer er temperaturen som regel ubekendt. Randbetingelserne er derfor normalt givet som en kombination af kendt varmestrøm (4.3 b) samt en konvektiv og strålingsbetinget varmeudveksling, der kan bestemmes ved formlerne 4.3c og 4.3d.

$$\begin{aligned} t(r, \tau) &= \text{er kendt} & \text{a)} \\ q(r, \tau) &= \text{er kendt} & \text{b)} \\ q(r, \tau) &= \alpha_K (t(r, \tau) - t_f(\tau)) & \text{c)} \\ q(r, \tau) &= \sum_j \psi_{r-j} \frac{\sigma_r \sigma_j}{\sigma_s} (T^4(r, \tau) - T_j^4(\tau)) & \text{d)} \end{aligned} \quad (4.3)$$

Varmebalanceligningen, rand- og begyndelsesbetingelserne udgør sammen med den konstitutive ligning det bestemmende ligningssystem. Dette ligningssystem er grundlaget for beregning af temperaturforholdene overalt i området. Når varmestømmene og deres tidsmæssige afhængighed samt starttemperaturerne er fastlagte, kan temperaturerne beregnes i et kontinuert tidsmæssigt forløb overalt i beregningsdomænet.

Formel 4.4 angiver det bestemmende ligningssystem på differentiell form efter indførelse af den konstitutive ligning (4.2) i varmeledningsligningen (4.1).

$$\rho c \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} = \lambda \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} + \text{rand- og begyndelsesbetingelser} \quad (4.4)$$

4.1.2 Numeriske metoder

Hvis der kunne findes en analytisk løsning til den opstillede partielle differentialligning, ville det give en kontinuert beskrivelse af de aktuelle variable i ethvert punkt af løsningsområdet. Da ligningen imidlertid ikke kan løses analytisk, er det ikke umiddelbart muligt at benytte denne til undersøgelse af rums varmebalancer, hvorfor det er naturligt at anvende numeriske løsningsmetoder.

Ved de numeriske metoder opdeles den betragtede konstruktion i et passende antal delområder, og for hvert delområde bestemmes temperaturen med et passende tidsinterval. Der foretages dermed en geometrisk og en tidsmæssig diskretisering, hvor den endelige temperatur beregnes i knudepunkter ved forskellige tidspunkter. En sådan numerisk behandling af ligningssystemet giver en tilnærmet løsning i forhold til den eksakte. Her forholder det sig sådan, at den numeriske løsning nærmer sig den analytiske, når man foretager finere diskretiseringer, men samtidig betyder det, at beregningsopgaven vokser.

Som tidligere nævnt er det finite difference metoden, som er anvendt til diskretisering af det bestemmende ligningssystem i programmet Suncode, hvorfor det er denne metode, som den videre forklaring bygger på.

$$\begin{aligned}
 t(x+\Delta x, \tau) = t(x, \tau) &+ \Delta x \left. \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x, \tau} + \frac{\Delta x^2}{2!} \left. \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} \right|_{x, \tau} + \\
 &\frac{\Delta x^3}{3!} \left. \frac{\partial^3 t(x, \tau)}{\partial x^3} \right|_{x, \tau} + \frac{\Delta x^4}{4!} \left. \frac{\partial^4 t(x, \tau)}{\partial x^4} \right|_{x, \tau} + \dots
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

$$\begin{aligned}
 t(x-\Delta x, \tau) = t(x, \tau) &- \Delta x \left. \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial x} \right|_{x, \tau} + \frac{\Delta x^2}{2!} \left. \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} \right|_{x, \tau} - \\
 &\frac{\Delta x^3}{3!} \left. \frac{\partial^3 t(x, \tau)}{\partial x^3} \right|_{x, \tau} + \frac{\Delta x^4}{4!} \left. \frac{\partial^4 t(x, \tau)}{\partial x^4} \right|_{x, \tau} - \dots
 \end{aligned}$$

Finite difference metoden bygger på Taylor-rækkeudvikling af løsningsfunktionen for temperaturen $t(x, \tau)$ efter henholdsvis sted og tid.

I formel 4.5 er temperaturen rækkeudviklet med hensyn til sted, mens temperaturen i formel 4.6 er rækkeudviklet med hensyn til tid.

$$\begin{aligned}
 t(x, \tau + \Delta \tau) &= t(x, \tau) + \Delta \tau \left. \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} \right|_{x, \tau} + \frac{\Delta \tau^2}{2!} \left. \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial \tau^2} \right|_{x, \tau} + \\
 &\quad \frac{\Delta \tau^3}{3!} \left. \frac{\partial^3 t(x, \tau)}{\partial \tau^3} \right|_{x, \tau} + \frac{\Delta \tau^4}{4!} \left. \frac{\partial^4 t(x, \tau)}{\partial \tau^4} \right|_{x, \tau} + \dots \\
 t(x, \tau - \Delta \tau) &= t(x, \tau) - \Delta \tau \left. \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} \right|_{x, \tau} + \frac{\Delta \tau^2}{2!} \left. \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial \tau^2} \right|_{x, \tau} - \\
 &\quad \frac{\Delta \tau^3}{3!} \left. \frac{\partial^3 t(x, \tau)}{\partial \tau^3} \right|_{x, \tau} + \frac{\Delta \tau^4}{4!} \left. \frac{\partial^4 t(x, \tau)}{\partial \tau^4} \right|_{x, \tau} - \dots
 \end{aligned} \tag{4.6}$$

Man har nu mulighed for at danne forskellige tilnærmede udtryk ved at frasortere led af højere orden og løse ligningerne med hensyn til de afledte, eller man kan kombinere dette ved at lægge to ligninger sammen. De forskellige løsninger giver henholdsvis, det man matematisk betegner forward, backward og central difference.

Ved at lægge de to ligninger sammen i formel 4.5 og bortkaste led af 4. og højere orden fås et udtryk (4.7) for den 2. ordens afledte med hensyn til stedet (central difference).

$$\left. \frac{\partial^2 t(x, \tau)}{\partial x^2} \right|_{x, \tau} = \frac{1}{\Delta x^2} [t(x - \Delta x, \tau) - 2t(x, \tau) + t(x + \Delta x, \tau)] \tag{4.7}$$

I formel 4.6, der er den rækkeudviklede med hensyn til tiden, bortkastes led af 2. og højere orden. Herved fås to udtryk for den 1. tidsafledte af temperaturen, der henholdsvis er forward og backward difference (4.8)

Ved at indsætte ligning 4.7 og henholdsvis ligning 4.8 a og 4.8 b i den generelle ligning for varmeledning på differentiell form (4.4) fås to forskellige differensligninger. Benyttes den tidsafledte i forward difference (4.9), er resultatet en differensligning på

eksplicit form, mens den anden differensligning (4.10), hvor den benyttede tidsafledte er backward difference, er på implicit form.

$$\begin{aligned} \left. \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} \right|_{x, \tau} &= \frac{1}{\Delta \tau} [t(x, \tau + \Delta \tau) - t(x, \tau)] & \text{a} \\ \left. \frac{\partial t(x, \tau)}{\partial \tau} \right|_{x, \tau} &= \frac{1}{\Delta \tau} [t(x, \tau) - t(x, \tau - \Delta \tau)] & \text{b} \end{aligned} \quad (4.8)$$

For løsning af både ligningerne 4.9 og 4.10 kræves stadig de tilhørende rand- og begyndelsesbetingelser.

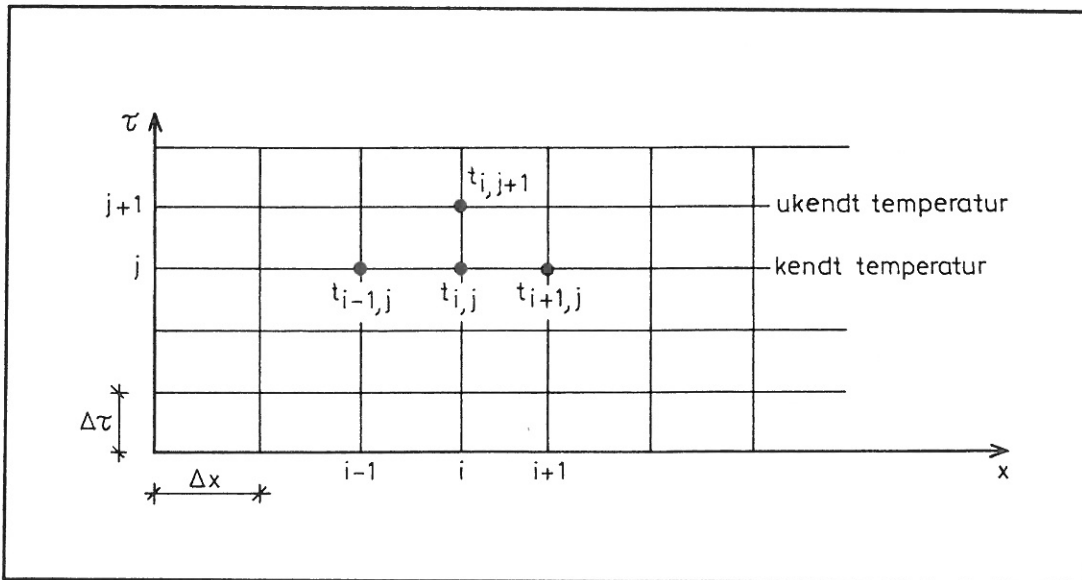
Differensmetoder kan hermed deles op i to - nemlig eksplicitte og implicitte metoder. Ved de implicitte metoder indgår hver af de ubekendte parametre i flere ligninger, mens der ved de eksplicitte metoder kan løses en ligning for hver ubekendt. Suncode arbejder med den eksplicitte løsningsmetode (4.9).

$$\rho c \frac{t_{i,j+1} - t_{i,j}}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\Delta x^2} [(t_{i+1,j} - t_{i,j}) + (t_{i-1,j} - t_{i,j})] \quad (4.9)$$

$$\rho c \frac{t_{i,j} - t_{i,j-1}}{\Delta \tau} = \frac{\lambda}{\Delta x^2} [(t_{i+1,j} - t_{i,j}) + (t_{i-1,j} - t_{i,j})] \quad (4.10)$$

Løses ligning 4.9 med hensyn til den ubekendte temperatur (4.11), ses det, at det er muligt på baggrund af de tre kendte temperaturer ($t_{i-1,j}$, $t_{i,j}$, $t_{i+1,j}$) til tidspunktet j at beregne den ukendte temperatur ($t_{i,j+1}$) i det næste tidsstep $j+1$. Dette er vist på figur 4.2, hvor "i" betegner den diskrete stedkoordinat og "j" tidssteppet.

$$t_{i,j+1} = \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\Delta \tau}{\Delta x^2} t_{i-1,j} + \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\Delta \tau}{\Delta x^2} t_{i+1,j} + \left(1 - 2 \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\Delta \tau}{\Delta x^2} \right) t_{i,j} \quad (4.11)$$



Figur 4.2 Beregning af temperaturen i tidssteppet $j+1$ på baggrund af kendte temperaturer i tidssteppet j .

Det er således muligt at opskrive en ligning for alle delelementer i systemet, og med kendskab til begyndelsestilstanden og randbetingelserne (normalt tidsafhængige) er det muligt at beregne de diskrete temperaturer over en given periode.

Eksplícitte løsninger af den karakter er nemme at formulere og løse, men der er visse krav, som skal opfyldes for at ligningssystemet er stabilt. I ligning 4.11 ses det, at hvis faktoren foran leddet $t_{i,j}$ bliver negativ, vil $t_{i,j+1}$ blive beregnet mindre, jo større $t_{i,j}$ er. Dette er fysisk ukorrekt, hvorfor det er et krav for ligningssystemets stabilitet, at denne størrelse er større end eller lig nul (4.12).

Programmet Suncode sikrer selv, at dette stabilitetskriterium altid er opfyldt ved at afpasse tidssteppet $\Delta\tau$, således at ligning 4.12 altid er opfyldt. Det betyder, at tids-

$$1 - 2 \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\Delta\tau}{\Delta x^2} \geq 0 \quad \text{eller} \quad \frac{\lambda}{\rho c} \frac{\Delta\tau}{\Delta x^2} \leq \frac{1}{2} \quad (4.12)$$

steppet under en simulering vil mindskes, når der benyttes et finere beregningsnet i konstruktionerne.

4.2 Overfladernes varmebalance

Da selve overfladen ikke har nogen varmekapacitet, er varmebalance en ligevægt mellem den energi, som tilføres overfladen fra omgivelserne og den energi, som transmitteres fra overfladen ind i konstruktionen. Denne ligevægt er udtrykt i ligning 4.13.

$$\phi_{O,j} + \phi_{S,j} + \sum_{k=1}^N \phi_{SL,k,j} = \phi_{W,j} \quad (4.13)$$

$\phi_{O,j}$ er den konvektive varmeoverførsel fra luften til overflade j

$$\phi_{O,j} = \alpha_{K,j} A_j (t_L - t_{O,j}) \text{ (W)}$$

$\phi_{S,j}$ er summen af den kortbølgede strålingsvarme (sol og belysning), som falder på flade j (W)

$\sum_{k=1}^N \phi_{SL,k,j}$ er summen af den langbølgede strålingsvarme, som transmitteres til flade

j fra de øvrige overflader i rummet. Her er der kun taget hensyn til 1. gangs

$$\text{refleksionen } \phi_{SL,k,j} = \Psi_{k,j} \frac{\sigma_k \sigma_j}{\sigma_s} A_k (T_{O,k}^4 - T_{O,j}^4) \text{ (W)}$$

$\phi_{W,j}$ er varmestrømmen, som ledes fra overfladen og ind i bygningsdelen j (W).

4.3 Rumluftens varmebalance

For at undgå sammenblanding mellem entalpi og temperatur opdeles luftens energibalance i to; en del der omfatter balancen for den fri varme, og en del der omfatter balance for fugten. Da fugtbalancer er vanskelige at arbejde med under dynamiske forhold (dampdiffusion, fugtkonvektion, dampadsorption og -desorption), behandles denne balance normalt meget simpelt. I Suncode tages der alene højde for vanddampudskillelse i forbindelse med køleflade samtidig med, der regnes med den tilførte interne latente varme (program input) og den fra udeluften tilførte fugt gennem ventilationsanlæg eller infiltration. Rumluftens fri varmebalance kan generelt angives ved formel 4.14.

$$C_L \frac{dt_L}{d\tau} = \phi_K + \phi_{LV} + \phi_{LR} + \phi_{LU} + \phi_A - \sum_{j=1}^n \phi_{O,j} - \phi'_L \quad (4.14)$$

C_L er rumluftens varmekapacitet $C_L = \rho_L c_{pL} V_L$ (J/°C)

ϕ_K er summen af konvektivt tilført effekt. Heri er inkluderet den del af solindstrålingen, som regnes at falde på lette flader (møbler og lign.), og derfor næsten momentant overføres til rumluften (W)

ϕ_{LV} er den varmetilførsel, som tilføres med den mekaniske ventilation

$$\phi_{LV} = c_L m_{LV} t_{LV} \text{ (W)}$$

ϕ_{LR} er varme tilført zonen ved tilstrømning af luft fra nabozoner

$$\phi_{LR} = \sum_{j=1}^N c_L m_{LR,j} t_{R,j} \text{ (W)}$$

ϕ_{LU} er varmetilførslen af varme via infiltration af udeluft. Denne gøres normalt afhængig af vindhastigheden og temperaturforskellen. $\phi_{LU} = c_L m_{LU} t_U$ (W)

ϕ_A er alt øvrigt konvektivt tilført effekt. Suncode opererer med specielle kilder som varme fra stenlager (rockbins) og solvægge (trombe wall) (W)

$\phi_{o,j}$ er den konvektive varmeoverføring fra luften til rummets indvendige overflade

$$j \phi_{o,j} = \alpha_{K,j} A_j (t_L - t_{o,j}) \text{ (W)}$$

ϕ'_L er varmetabet fra den udstømmende luft til omgivelserne herunder andre rum

$$\phi'_L = m'_L c_L t_L \text{ (W)}.$$

Desuden skal det for rummet (efter formel 4.14) sikres, at der er massebalance mellem den ud- og indstrømmende luft.

$$m'_L = m_{LV} + \sum_{j=1}^N m_{LR,j} + m_{LU} \quad (4.15)$$

m_L' er mængden af udstrømmende luft (kg/s)

m_{LV} er mængden af luft tilført ved mekanisk ventilation (kg/s)

m_{LR} er indstrømmende luft fra naborum (kg/s)

m_{LU} er indstrømmende udeluft ved infiltration (kg/s).

4.4 Forenkling af varmebalanceligningerne

De fleste programmer til simulering af bygningers temperatur- og energiforhold regner ikke på det samlede system af varmebalanceligninger. Af hensyn til størrelsen af programkoden, beregningstider og mængden af inddata foretages der en del forskellige forenklinger af ligningssystemet. De benyttede forenklinger er fælles for mange af de mindre programmer, som også Suncode tilhører.

Den første forenkling er, at der normalt ikke foretages en separat beregning af den energi, som udveksles ved langbølget stråling mellem de indvendige overflader. Grunden til dette er for det første, at afskaffelse af den separate strålingsudveksling reducerer både koden og beregningstiden betydeligt, men også at inddata bliver væsentligt mindre omfattende. Hvis koden selv skal beregne vinkelforholdene mellem de indgående flader, betyder det, at der skal foretages en total geometrisk beskrivelse af bygningen under inddateringen. Alternativet til den geometrisk beskrivende inddatering er, at brugeren selv beregner de indgående vinkelforhold, og at disse inddateres, men denne metode er omfattende, da beregning af vinkelforhold både er tidskrævende og besværlig.

$$t_{RUM} = \frac{\alpha_K}{\alpha_K + \alpha_S} t_L + \frac{\alpha_S}{\alpha_K + \alpha_S} t_{MS} \quad (4.16)$$

I stedet for den separate strålingsmodel forudsættes det i Suncode og i mange andre programmer, at den langbølgede strålingsudveksling af energi sker via rumluft-knudepunktet. Dette foregår i praksis ved at indføre en fiktiv rumtemperatur t_{RUM} og et varmeovergangstal for stråling α_S samt middelstrålingstemperaturen t_{MS} . Rumtem-

peraturen er herefter bestemt efter ligning 4.16 som en vægtet temperatur mellem luft- og middelstrålingstemperaturen i forhold til størrelsen af de indgående varmeovergangstal for stråling og konvektion.

Herved falder leddet i ligning 4.13, som beskriver udveksling af den langbølgede strå-

ling ($\sum_{k=1}^N \phi_{SL,k,j}$), bort. Samtidig indføres rumtemperaturen og varmeovergangen ved

stråling i leddet $\phi_{O,j}$, der før kun beskrev den konvektive varmeoverførsel, således at $\phi_{O,j}$ nu beskriver den samlede varmeovergang mellem rummet og overfladen. Denne varmeovergang er beskrevet ved $\phi'_{O,j}$, hvor $\phi'_{O,j} = (\alpha_{K,j} + \alpha_{S,j})A_j(t_{RUM} - t_{O,j})$.

Den anden forenkling er, at rumluftens varmekapacitet C_L normalt anses for at være uden betydning, hvorfor denne sættes til nul. Dette betyder, at venstre side af ligning 4.14 er lig nul. Desuden betyder indførslen af rumtemperaturen, at leddet ϕ_K erstattes med leddet ϕ_{KS} , som både indeholder den konvektive og den strålingsmæssige tilførte varme. Til slut erstattes leddet $\phi_{O,j}$ med $\phi'_{O,j}$.

Varmebalanceligningerne for henholdsvis rumtemperatur og overflade er herefter i den forenklede model beskrevet ved ligningerne 4.17 og 4.18.

$$\phi'_{O,j} + \phi_{S,j} = \phi_{W,j} \quad (4.17)$$

$$0 = \phi_{KS} + \phi_{LV} + \phi_{LR} + \phi_{LU} + \phi_A - \sum_{j=1}^N \phi'_{O,j} - \phi'_L \quad (4.18)$$

Ved denne forenkling vil ventilationstabet også blive beregnet på baggrund af rumtemperaturen t_{rum} . Den fejl, der herved begås, er lille, da der normalt kun er ringe forskel mellem lufttemperaturen og rumtemperaturen.

Med indførsel af rumtemperaturen beregnes altså en vægtet luft og overfladetemperatur,

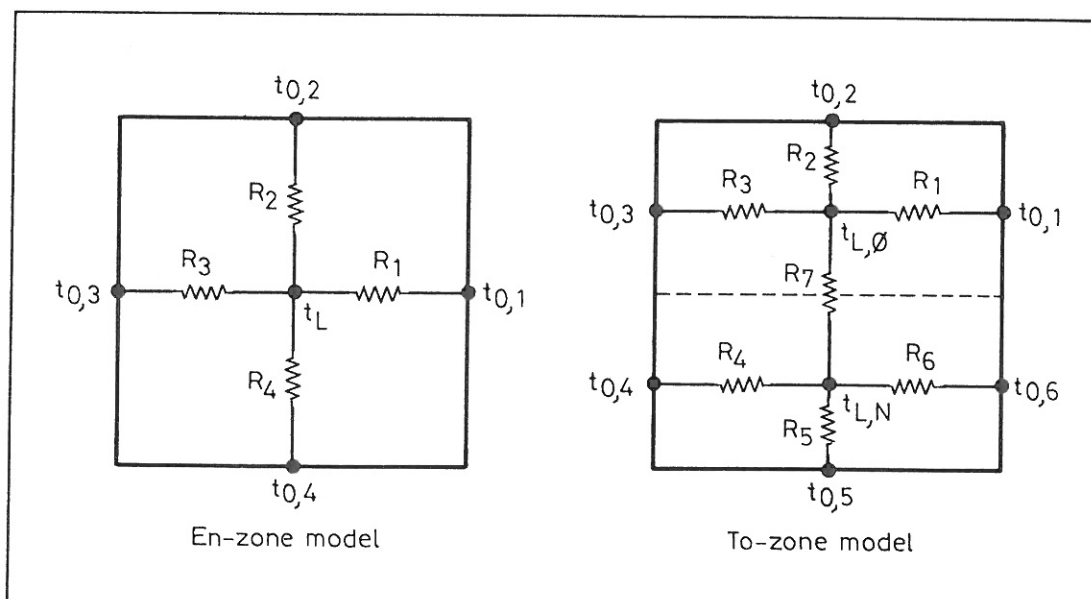
men samtidig betyder forenklingen, at informationen om lufttemperaturen er tabt. Metoden er derimod tilfredsstillende set fra et komfortmæssigt synspunkt, da den beregnede rumtemperatur kan betragtes som en form for operativ temperatur /13/, og derfor direkte siger mere om komforttemperaturen i rummet end en ren lufttemperatur gør.

5. BESKRIVELSE AF EN TO-ZONE RUMMODEL

Som beskrevet i indledningen ønskes der opstillet en model, der beskriver udvekslingen af volumenstrømme og energi mellem en øvre og en nedre rumzone. Suncode og andre tilsvarende simuleringsprogrammer regner med én beregningsknode til beskrivelse af rumluften. Den beregnede luft- eller rumtemperatur er derfor et udtryk for middeltemperaturen i rummet. I det følgende kapitel samt i /22/ og /30/ er der vist, hvorledes en to-zone model med konvektiv energitransport mellem en øvre og en nedre rumzone kan beskrives.

5.1 Rummodel med et eller to luftknodepunkter

Ved opbygning af en to-zone model er det en middeltemperatur for henholdsvis den øvre og den nedre zone, der beregnes. Indførsel af to knudepunkter for lufttemperaturen betyder derfor også, at alle lodrette vægflader deles i to (figur 5.1) og forbindes til hen-



Figur 5.1 Forbindelser mellem luftknodepunkt og overflader ved en- og to-zone modeller.

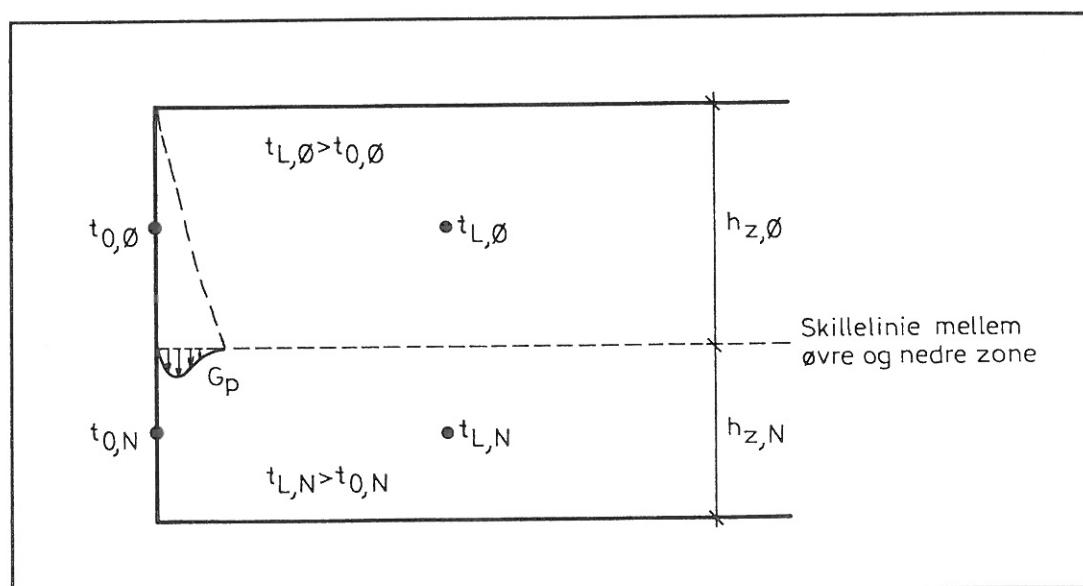
holdsvi det øvre og det nedre luftknodepunkt. Ud over luftknodepunkterne er forbundet til overfladerne, er de også forbundet indbyrdes (R_7). Denne indbyrdes forbindelse skal beskrive den energi, som transporteres gennem skillefladen, der deler de to zoner.

5.2 Model for konvektivt luftskifte mellem øvre og nedre rumzone

Årsagen til energitransporten mellem de to luftknodepunkter er de vertikale luftstrømme langs lodrette flader og luftstrømme over varmekilder. Der skal derfor opstilles en række beregningsalgoritmer, som beskriver denne energitransport på baggrund af de frie konvektionsstrømme i rummet.

5.2.1 Flow langs lodrette flader

Enhver temperaturforskel mellem luften og en lodret flade vil generere enten en opadgående luftstrøm, hvis fladen er varmere end luften, eller et kuldenedfald hvis fladen er koldere end luften (figur 5.2).



Figur 5.2 Kuldenedfald langs flade når lufttemperaturen er højere end overfladetemperaturen.

Kuldenedfaldet forårsages af den konvektive varmetransport, som finder sted i grænse-

laget langs overfladen. Denne varmetransport medfører en lokal afkøling af luften i grænselaget, som på grund af den øgede tyngde falder mod rummets nedre zone. Under denne proces accelererer luften, og der medrives rumluft, således størrelsen af grænselaget vokser.

Størrelsen af den genererede massestrøm er en funktion af temperaturforskellen mellem overfladen og rumluften samt af fladens højde (formel 5.1).

$$G = k \Delta t^p h^q \quad (5.1)$$

Der er i litteraturen /6/ /15/ /16/ angivet forskellige størrelser af konstanterne k , p og q , som indgår i bestemmelsen af masse- eller volumenstrømmen. Howarth /18/ har bestemt konstanterne ved grafisk integration af hastighedsprofiler målt i grænselaget langs en opvarmet væg. Da Howarths målinger er foretaget i stratificerede omgivelser (målt i fuldskalarum med dimensionerne $l * b * h = 5,5 * 3,66 * 2,44$ meter), som normalt forekommer i opvarmede lokaler, er det valgt at benytte resultatet fra disse forsøg (formel 5.2).

$$G_p = 0,0033 (t_o - t_L)^{0,25} h_z^{0,75} \quad (5.2)$$

G_p er massestrømmen i grænselaget genereret over højden h (kg/s m)

t_o er middelloverfladetemperaturen relateret til zonen (°C)

t_L er middellufttemperaturen relateret til zonen (°C)

h_z er højden af fladen (lig zonehøjden) (m).

Volumenstrømmen (Q) bestemmes ved at dividere massestrømmen med massefylden relateret til plumens middeltemperatur, når den passerer skillelinien mellem øvre og nedre zone. Formlens anvendelsesområde er ikke angivet, men de målte hastighedsprofiler /18/, der ligger til grund for de beregnede konstanter, er alle målt inden for et område af Grashofs tal, der ligger mellem $1,24 \cdot 10^7 < Gr < 4,55 \cdot 10^9$. Det skønnes derfor, at anvendelsesområdet bør ligge inden for området

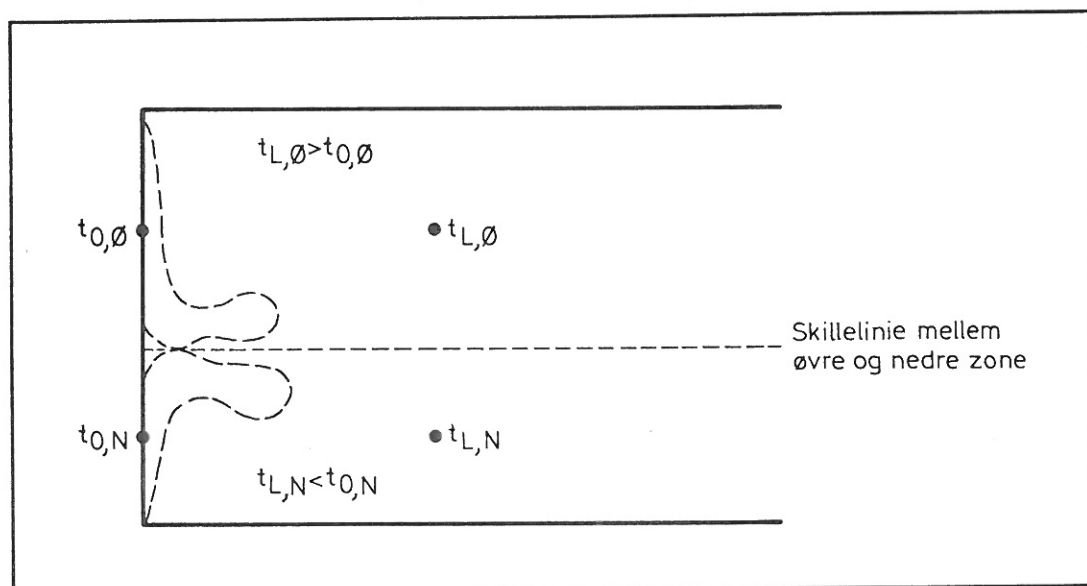
$$1,24 \cdot 10^7 < \frac{g\beta \Delta t h_z^3}{\nu^2} < 4,55 \cdot 10^9$$

Det betyder derfor, at produktet $\Delta t h_z^3$ skal ligge inden for intervallet.

$$0 < \Delta t h_z^3 < 31$$

5.2.2 Modsatrettede flow langs lodrette flader

Hvis der langs den samme flade forekommer både en nedadrettet og en opadrettet strømning (figur 5.3), regnes der med, at der ikke udveksles nogen luft mellem den øvre og nedre zone langs den pågældende flade.



Figur 5.3 Nedad- og opadrettet strømning langs samme flade.

5.2.3 Volumenstrømme over varmekilder

I praksis forekommer der mange forskellige former for varmekilder i normalt opvarmede lokaler (personer, belysning, elektrisk udstyr, radiatorer m.m). Volumenstrømmen

fra kilder (figur 5.4) af disse typer kan normalt sidestilles med enten en linie- (formel 5.3) eller en punktkilde (formel 5.4) /16/

$$Q_{v,y} = 0,005 \phi_k^{1/3} (y + d)^{5/3} \quad (5.3)$$

$$Q_{v,y} = 0,014 \left(\frac{\phi_k}{l} \right)^{1/3} (y + y_0) l \quad (5.4)$$

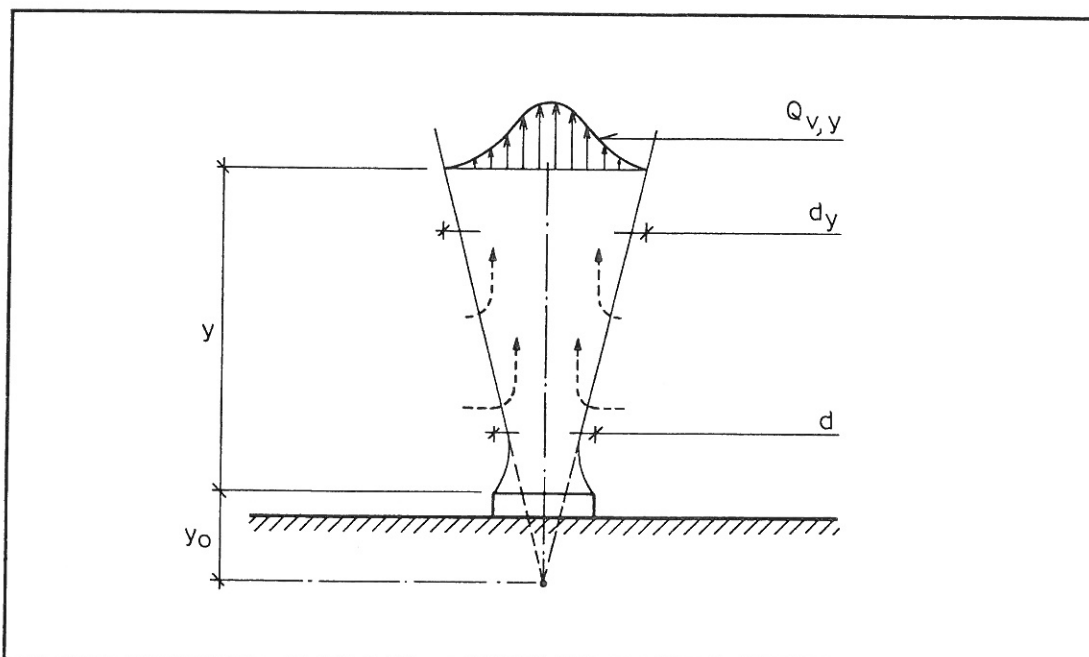
$Q_{v,y}$ er volumenstrømmen i højden y over kilden (m^3/s)

ϕ_k er den effekt, som varmekilden afgiver ved konvektion (W)

y er afstanden fra kildens overkant (m)

d, l er kildens diameter eller længde (m)

y_0 er afstanden mellem kilden og strømningens pol.



Figur 5.4 Naturlig konvektion over koncentreret varmekilde.

Volumenstrømmen over en elradiator vil med en vis tilnærmelse kunne beregnes efter formlen for en liniekilde, men det er vanskeligt at bestemme afstanden til kildens pol.

$$Q_k = 0,008 \left(\frac{\phi_k}{l_k} \right)^{1/3} (h_{k,z} + 1,61) l_k \quad (5.5)$$

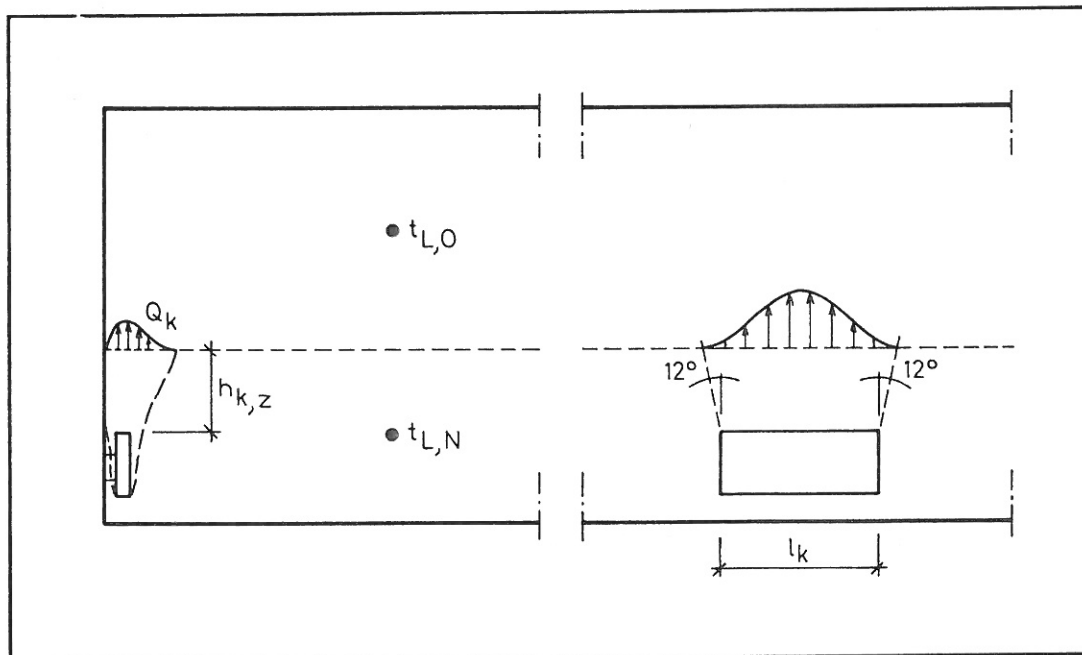
Q_k er volumenstrømmen over elradiatoren (m^3/s)

ϕ_k er den konvektive effekt afgivet fra elradiatoren (W)

l_k er radiatorens længde (m)

$h_{k,z}$ er afstanden fra radiatorens overkant til skillelinien mellem den nedre og øvre zone (m).

I forbindelse med de i dette projekt udførte forsøg er der valgt elradiatorer af en type, som tidligere er anvendt i forsøg /17/ (figur 5.5). Her er det fundet, at volumenstrømmen over radiatorer af denne type bedst kan beregnes efter formel 5.5.



Figur 5.5 Volumenstrøm over elradiator.

5.2.4 Massebalance

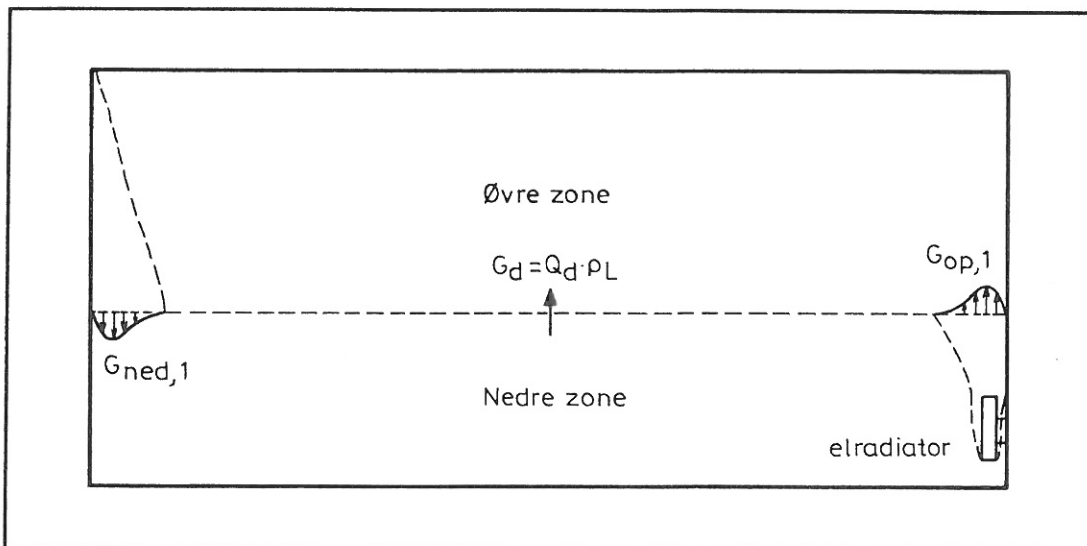
Når de aktuelle massestrømme langs flader og over varmekilder er beregnet, skal det kontrolleres, at summen af massestrømme som passerer skillelinien mellem den øvre og nedre zone er lig nul. Er dette ikke tilfældet, er det nødvendigt for opretholdelse af massebalance mellem de to zoner direkte at udveksle luftvolumenet Q_d mellem de to zoner (figur 5.6), således at summen af luftmasse, der passerer skillelinien mellem zonerne, er nul (formel 5.6 og 5.7)

$$\sum G_{op} - \sum G_{ned} + G_d = 0 \quad (5.6)$$

G_{op} er opadrettet massestrøm (kg/s)

G_{ned} er nedadrettet massestrøm (kg/s)

G_d er massestrøm, der direkte udveksles mellem øvre og nedre zone for opretholdelse af massebalance (kg/s).



Figur 5.6 Model for luftbevægelse mellem øvre og nedre rumzone.

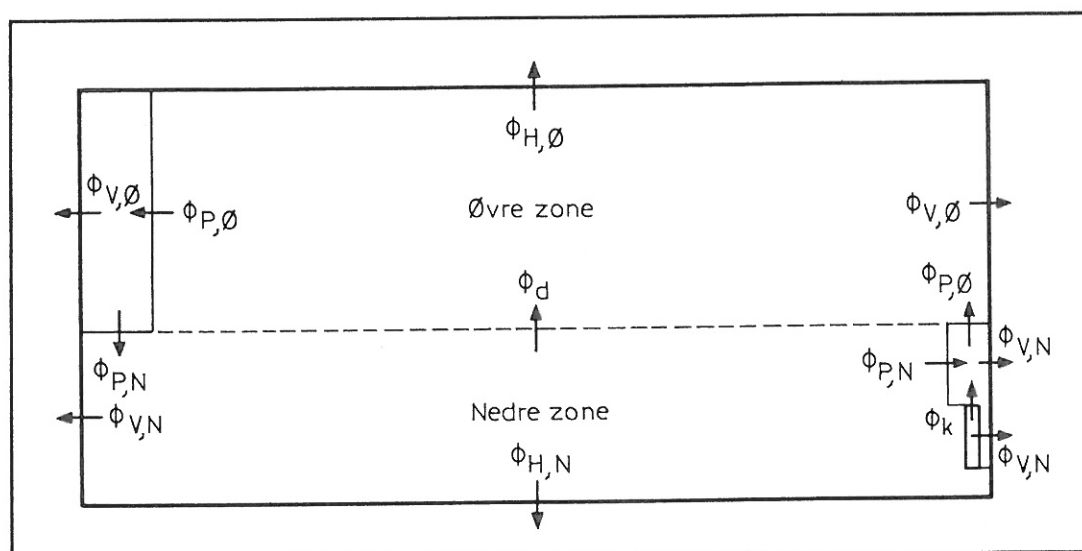
5.3 Model for konvektiv energiudveksling mellem øvre og nedre rumzone

Modellen for konvektiv energiudveksling (figur 5.7) bygger på hovedkonceptet, at

zonerne, når det drejer sig om luftudveksling, deles op i en genereringszone og en opblandingszone. Genereringszonen er den zone, hvor den aktuelle plume opbygges ved medrivning af rumluft. Når plumen forlader genereringszonen og trænger ind i opblandingszonen, opblandes plumen ideelt i zonens luftvolumen. Det forudsættes, at plumen i genereringszonen termisk separerer fladen, som den bevæger sig langs, fra den øvrige rumluft. Det forudsættes desuden, at der ikke foregår nogen termisk diffusion mellem plumen og luften i genereringszonen. Det er derfor muligt at beregne den energi, som forlader genereringszonen, da den derved alene er en funktion af genereringszonens temperatur, massestrømmen i plumen og varmeudvekslingen med fladen.

Ved denne opbygning af modellen betyder det, at energi kun kan passere fra den øvre til den nedre zone, når overfladetemperaturerne i den øvre zone er lavere end lufttemperaturen. Modsat skal overfladetemperaturerne i den nedre zone være højere end lufttemperaturen for, at energi kan transporteres til den øvre zone.

Derudover kan der fra den nedre zone foregå energitransport til den øvre zone, når denne forårsages af konvektive luftstrømme over varmekilder. Her antages det ligeledes,



Figur 5.7 Model for konvektiv energiudveksling mellem øvre og nedre rumzone.

at der medrives rumluft til den opstigende luftplumen, men at der ikke foregår termisk diffusion til rumluften i genereringszonen. Eventuelt kan der også være tale om varmeafgivelse fra luftplumen til en flade, hvis der er tale om en strømning langs en begrænsningsflade.

5.3.1 Energiflow langs lodrette flader

Når massestrømmen i grænselaget er bestemt efter ligning 5.2, kan energien (ϕ_P) samt temperaturen (\bar{t}_P) i den luftplumen, som passerer grænselagslinien (figur 5.7, her vist i det tilfælde hvor fladens temperatur er lavere end luftens), bestemmes med formlerne 5.7 og 5.8.

$$\bar{t}_P = t_{L,\emptyset} - \frac{h_{z,\emptyset} \alpha_K (t_{L,\emptyset} - t_{O,\emptyset})}{G_P c_P} \quad (5.7)$$

$$\phi_{P,N} = t_{L,\emptyset} c_P G_P - h_{z,\emptyset} \alpha_K (t_{L,\emptyset} - t_{O,\emptyset}) = \bar{t}_P c_P G_P \quad (5.8)$$

$$\phi_{P,\emptyset} = t_{L,\emptyset} c_P G_P \quad (5.9)$$

$$Q_P = \frac{G_P}{\rho_{P,P}} \quad (5.10)$$

- \bar{t}_P er plumens middeltemperatur (°C)
- $t_{L,\emptyset}$ er lufttemperaturen i den øverste zone (°C)
- $h_{z,\emptyset}$ er højden af fladen, som er lig højden af zonen (m)
- α_K er det konvektive varmeovergangstal (W/m² °C)
- $t_{O,\emptyset}$ er fladens overfladetemperatur relateret til den øverste zone (°C)
- G_P er massestrømmen beregnet (formel 5.2) ved skillelinien mellem zonerne (kg/s m)
- c_P er luftens varmekapacitet (J/kg °C)
- $\phi_{P,N}$ er varmemstrømmen i luftplumen, som tilføres den nedre zone (W/m)
- $\phi_{P,\emptyset}$ er varmemstrømmen i luftplumen, som tilføres den øvre zone (W/m).
- Q_P er det volumen luft, som er genereret langs den vertikale flade, og som

passerer zoneskillelinien ($\text{m}^3/\text{s m}$)

ρ_{P,t_P} er massefylden af luften ved zoneskillelinien (kg/m^3).

5.3.2 Energiflow over varmekilder

Volumenstrømmen over de i dette projekt benyttede varmekilder beregnes efter formel 5.5, men der kan også beregnes på andre typer varmekilder ved anvendelse af formlerne 5.3 og 5.4.

I de udførte forsøg er det alene en elradiator placeret på væg, som er varmekilde. Derfor er der i disse forsøg altid tale om vægstrømninger med varmetab til den flade, som strømmingen klæber til. Der regnes med, at plumens udbredelsesvinkel er 24° (figur 5.5). Herved er det areal, som omslutes af den opstigende plumen bestemt ved formel 5.11. Derudover regnes det med, at arealet bag radiatoren ligeledes er termisk separeret fra den nedre zone, således at varmetabet fra dette areal ligeledes fjernes fra den opstigende plumen (formel 5.12). Plumens middeltemperatur kan, idet den passerer skillelinien mellem den nedre og den øvre zone, herefter bestemmes efter formel 5.13. Til slut er det muligt at bestemme den energi, som henholdsvis tilføres den øvre zone (formel 5.14), og den energi som forlader den nedre zone (formel 5.15).

$$A_{P,k} = l_k h_{k,z} + 2 \frac{1}{2} h_{k,z}^2 \tan 12^\circ \quad (5.11)$$

$$A_k = l_k h_k \quad (5.12)$$

$$\overline{t_{P,k}} = t_{L,N} + \frac{\phi_k}{Q_k c_p \rho_P} - \frac{(A_k + A_{P,k}) \alpha_K (t_{L,N} - t_{O,N})}{Q_k c_p \rho_P} \quad (5.13)$$

$$\phi_{P,\emptyset} = t_{L,N} c_p \rho_P Q_k + \phi_k - (A_k + A_P) \alpha_K (t_{L,N} - t_{O,N}) \quad (5.14)$$

$$\phi_{P,N} = t_{L,N} c_p \rho_P Q_P \quad (5.15)$$

$A_{P,k}$ er det areal, som plumen dækker i genereringszonen (m^2)

l_k	er elradiatorens længde (m)
$h_{k,z}$	er afstanden fra overkanten af elradiatoren til skillelinien mellem zonerne (m)
A_k	er elradiatorens areal (m ²)
h_k	er elradiatorens højde (m)
$\overline{t_{P,k}}$	er plumens middeltemperatur, idet den passerer skillelinien mellem zonerne (°C)
$t_{L,N}$	er lufttemperaturen i den nedre zone (°C)
ϕ_k	er elradiatorens konvektive varmeafgivelse (W)
Q_k	er volumenstrømmen genereret af elradiatorens og beregnet (formel 5.5) ved skillelinien mellem zonerne (m ³ /s)
$t_{O,N}$	er temperaturen på den overflade, som plumen omslutter (°C)
α_K	er det konvektive varmeovergangstal (W/m ² °C)
$\phi_{P,\emptyset}$	er varmemstrømmen i luftplumen, som tilføres den øvre zone (W)
$\phi_{P,N}$	er varmemstrømmen, som forlader den nedre zone med luftplumen (W).

5.3.3 Energiudveksling af hensyn til massebalancen

For at opretholde massebalance mellem de to zoner udveksles der en balanceluftmængde. Dette medfører, at der i forbindelse denne luftudveksling foregår en energitransport mellem zonerne. Denne energitransport beregnes efter formel 5.16.

$$\phi_d = G_d c_p t_L \quad (5.16)$$

ϕ_d	er direkte udvekslet energi mellem de to zoner. Energimængden, som tilføres den ene zone, er således lig den energimængde, der forlader den anden zone (W)
G_d	er den luftmasse (formel 5.6), der direkte udveksles mellem de to zoner (kg/s)

t_L er lufttemperaturen henført til den zone, hvorfra luften kommer ($^{\circ}\text{C}$).

5.4 Placering af grænselagslinien mellem de to zoner

Som beskrevet i indledningen til dette kapitel medfører den udvidede model, at der beregnes to middeltemperaturer i rummet, hvoraf den ene er henført til en nedre rumzone og den anden til en øvre rumzone. Som det fremgår af ligningssystemet, er det muligt at indlægge skillefladen mellem de to zoner i en vilkårlig højde. Der kan derfor beregnes forskellige middeltemperaturer i rummet, alt efter hvor skillefladen placeres.

Middeltemperaturen for den enkelte zone kan imidlertid ikke direkte relateres til zonens middelhøjde. Det er derfor nødvendigt at finde en metode, som viser i hvilken højde, den beregnede middeltemperatur er placeret.

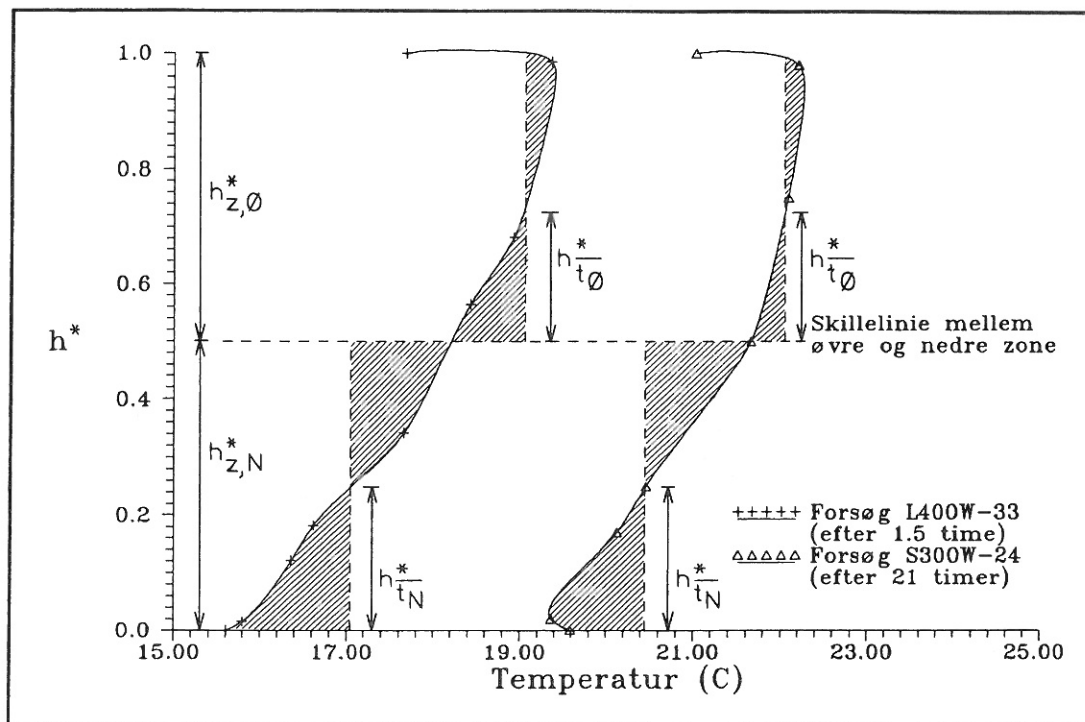
Da det eneste kendte omkring temperaturgradientens udseende er det dimensionsløse temperaturprofil, er det kun muligt at bestemme højderne for middeltemperaturerne via dette profil.

Betingelserne for at bruge det dimensionsløse temperaturprofil til bestemmelse af disse højder er imidlertid, at middeltemperaturen på det dimensionsløse temperaturprofil er placeret i samme relative højde som middeltemperaturen på den rigtige temperaturgradient. At dette er gældende er illustreret på figur 5.8 og 5.9, hvor middeltemperaturen for de to zoner er placeret i samme dimensionsløse højder både på temperaturgradienterne og på det dimensionsløse temperaturprofil ($h_{t_N}^* = h_{t_N}^*$ og $h_{t_\theta}^* = h_{t_\theta}^*$).

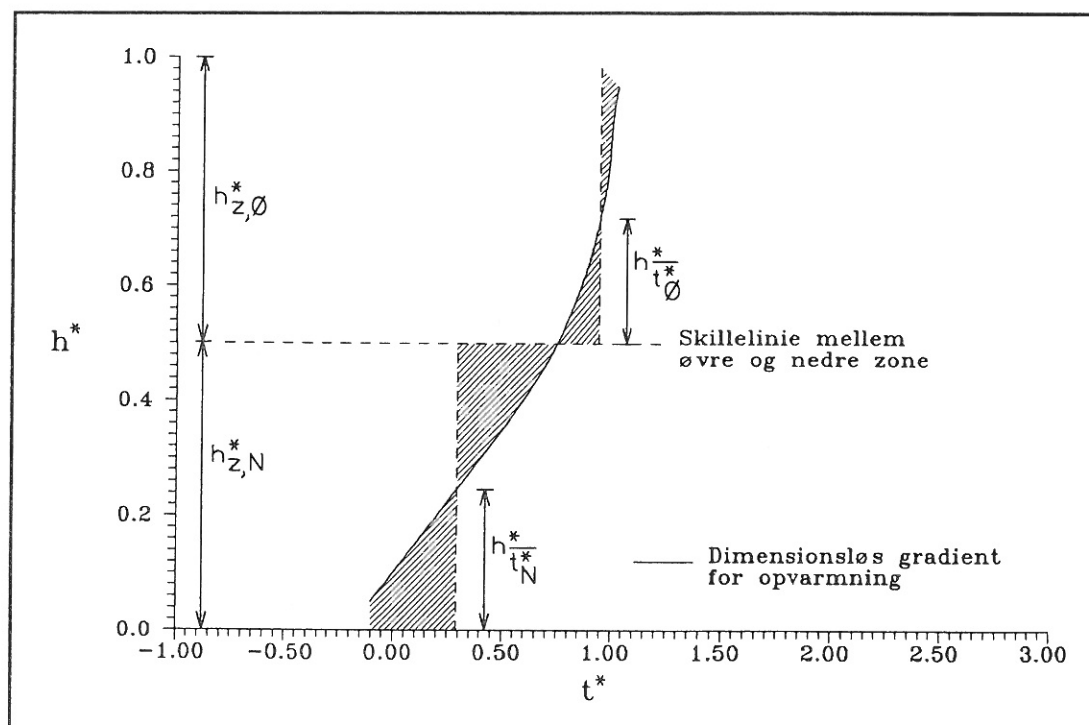
Middeltemperaturen findes ved visuel sammenligning af de skraverede arealer på højre og venstre side af temperaturkurverne.

At forholdet er gældende kan også eftervises rent matematisk, da følgende forhold er gældende (figur 5.10):

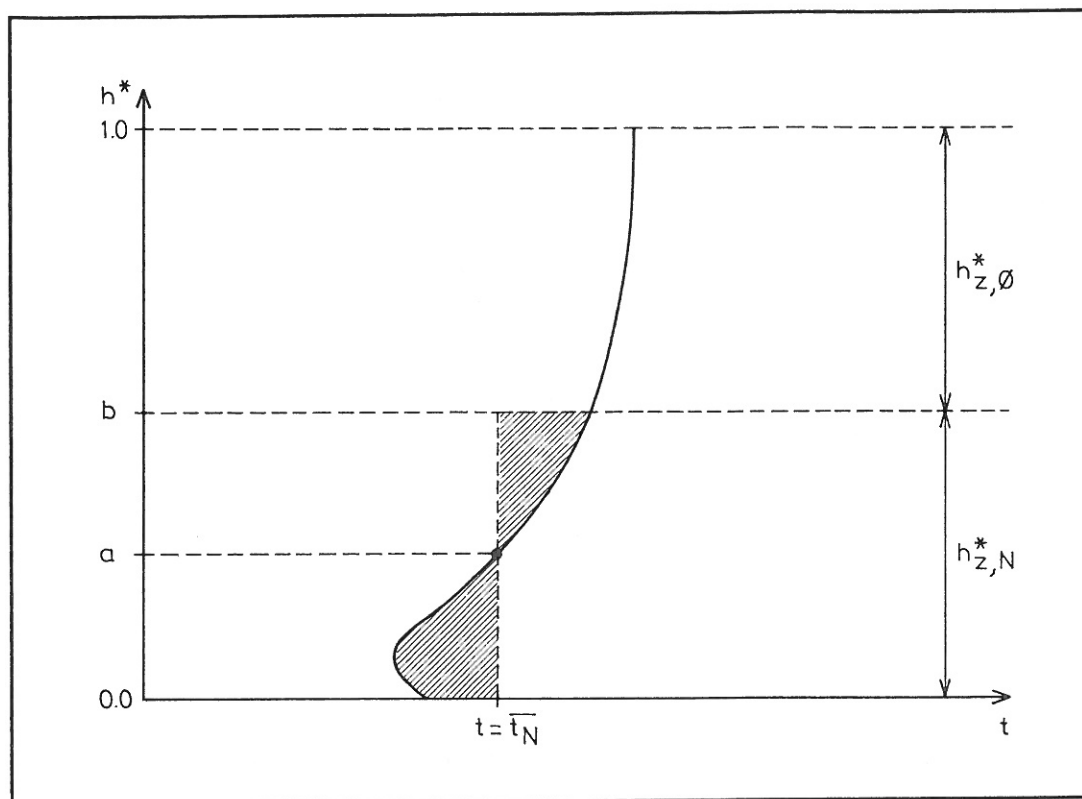
Temperaturen t og den dimensionsløse temperatur t^* er begge en funktion af den dimensionsløse højde h/H (formel 5.17 og 5.18).



Figur 5.8 Middeltemperaturer med indgående højder fundet ved arealbetragtninger omkring målte temperaturkurver (opvarmningsperioder).



Figur 5.9 Middeltemperaturer med indgående højder fundet ved arealbetragtninger omkring den dimensionsløse temperaturgradient (opvarmning 0,1/0,9).



Figur 5.10 Vertikale temperaturer som funktion af den dimensionsløse højde.

$$t = f_1(h/H) \quad (5.17)$$

$$t^* = \frac{t - t_N}{t_{\emptyset} - t_N} = f_2(h/H) \quad (5.18)$$

Hvis $\overline{t_N}$ er middeltemperaturen for den nedre zone, skal følgende integraler være lige store (formel 5.19).

Middeltemperaturen for nedre zone ($\overline{t_N}$) kan således bestemmes ved hjælp af nedenstående ligning.

Med udgangspunkt i formel 5.19 ligning kan der foretages følgende omskrivninger (formel 5.20), ved at fratrække og tillægge konstanten t_n .

$$\begin{aligned}
\int_0^a (\bar{t}_N - t) d\left(\frac{h}{H}\right) &= \int_a^b (t - \bar{t}_N) d\left(\frac{h}{H}\right) \\
&\Downarrow \\
a\bar{t}_N - \int_0^a t d\left(\frac{h}{H}\right) &= \int_a^b t d\left(\frac{h}{H}\right) - (b - a)\bar{t}_N \\
&\Downarrow \\
\int_0^b t d\left(\frac{h}{H}\right) &= a\bar{t}_N + (b - a)\bar{t}_N \\
&\Downarrow \\
\bar{t}_N &= \frac{1}{b} \int_0^b t d\left(\frac{h}{H}\right)
\end{aligned} \tag{5.19}$$

$$\begin{aligned}
\int_0^a (\bar{t}_N - t_n + t_n - t) d\left(\frac{h}{H}\right) &= \int_a^b (t - t_n + t_n - \bar{t}_N) d\left(\frac{h}{H}\right) \\
&\Downarrow \\
\int_0^a [(\bar{t}_N - t_n) - (t - t_n)] d\left(\frac{h}{H}\right) &= \int_a^b [(t - t_n) - (\bar{t}_N - t_n)] d\left(\frac{h}{H}\right)
\end{aligned} \tag{5.20}$$

Det er ligeledes muligt at gange og dividere ligning 5.20 igennem med den konstante størrelse $(t_\theta - t_n)$, hvorved fås ligning 5.21.

$$\begin{aligned}
(t_\theta - t_n) \int_0^a \left[\frac{\bar{t}_N - t_n}{t_\theta - t_n} - \frac{t - t_n}{t_\theta - t_n} \right] d\left(\frac{h}{H}\right) &= \\
(t_\theta - t_n) \int_a^b \left[\frac{t - t_n}{t_\theta - t_n} - \frac{\bar{t}_N - t_n}{t_\theta - t_n} \right] d\left(\frac{h}{H}\right) &=
\end{aligned} \tag{5.21}$$

Men størrelsen $\frac{t - t_n}{t_\theta - t_n}$ er netop definitionen på den dimensionsløse temperatur,

hvorfor følgende gælder (ligning 5.22):

$$\begin{aligned}
 (t_\theta - t_n) \int_0^a (\bar{t}_N^* - t^*) d\left(\frac{h}{H}\right) &= (t_\theta - t_n) \int_a^b (t^* - \bar{t}_N^*) d\left(\frac{h}{H}\right) \\
 \Downarrow \\
 a \bar{t}_N^* - \int_0^a t^* d\left(\frac{h}{H}\right) &= \int_a^b t^* d\left(\frac{h}{H}\right) - (b - a) \bar{t}_N^* \\
 \Downarrow \\
 \int_0^b t^* d\left(\frac{h}{H}\right) &= a \bar{t}_N^* + (b - a) \bar{t}_N^* \\
 \Downarrow \\
 \bar{t}_N^* &= \frac{1}{b} \int_0^b t^* d\left(\frac{h}{H}\right)
 \end{aligned} \tag{5.22}$$

Ligning 5.22 er et udtryk for den dimensionsløse middeltemperatur.

Det er derfor muligt ud fra det dimensionsløse temperaturprofil og en valgt zonehøjde at bestemme i hvilken højde, de to middeltemperaturer beregnes.

Da funktionen for det dimensionsløse temperaturprofil er ukendt, er det kun muligt at finde højderne for middeltemperaturerne ved en visuel sammenligning af de indgående arealer omkring profilet (figur 5.9).

6. IMPLEMENTERING AF TO-ZONE MODEL I SUNCODE

I dette kapitel er der givet en generel beskrivelse af Suncode, samt hvilke ændringer og tilføjelser der er foretaget i dette program i forbindelse med implementeringen af to-zone modellen til beregning af energiflow mellem en øvre og nedre rumzone.

Suncode er et bygningssimuleringsprogram til temperatur- og energiberegning under ikke stationære forhold. Programmet er en PC-version af det amerikanske mainframe program SERI-RES (Solar Energy Research Institute - Residential Energy Simulator) /23/.

6.1 Beskrivelse af Suncode

Suncode er et timebaseret simuleringsprogram, der anvender referenceår eller tilsvarende timebaserede vejrdata for normal- og globalstråling, luft- og dugpunktstemperatur samt vindhastighed. Programmet er generelt velegnet til analyse af energi- og temperaturforhold i bygninger, specielt når der fokuseres på forhold omkring passiv solvarme. Suncode regner med op til 10 zoner med intern energiudveksling mellem zonerne. I programberegningen indgår opvarmning, køling og ventilation for de enkelte zoner, men den reelle drift af anlæggene simuleres ikke, idet der regnes med ideelle forhold, det vil sige, at de enkelte anlægskomponenter ikke har nogen tidskonstant, og at der ingen energi går tabt i systemet hvilket svarer til 100% virkningsgrad.

6.1.1 "Edits"

Suncode består af to hovedprogrammer, der begge er skrevet i Microsoft Fortran. Det første af hovedprogrammerne er modulet "Edits". Dette modul anvendes til interaktivt at indlæse og redigere i den aktuelle bygningsbeskrivelse med tilhørende anlægsydelse og alle tidsmæssige parametre med hensyn til styringsstrategier inden for den ønskede simuleringsperiode (f.eks. temperatursænkning uden for brugsperioder, belysning, solafskærmning m.m.). På skærmen vises skemaer, som på overskuelig form angiver format

og enheder for de nødvendige input til bygningsbeskrivelsen. Endvidere foregår der i Edits-modulet et fejlcheck af f.eks. formater og karaktertyper. Hvis dele af input ofte anvendes til forskellige bygningsbeskrivelser, er det muligt at oprette og tilknytte biblioteksfiler, der indeholder materialedefinitioner, styringsstrategier m. v. (figur 6.1). I Edits-modulet foretages der ud over inddateringen også en beregning af de termiske data for de indgående konstruktioner samt en beregning af det nødvendige antal tidsstep pr. time for overholdelse af ligningssystemets stabilitet (ligning 4.12).

Som beskrevet i kapitel 4 anvender Suncode en termisk netværksmodel, der bygger på det princip, at en konstruktion deles op i et endeligt antal knudepunkter (lag). Konstruktionens varmekapacitet samles i knudepunkterne, som indbyrdes er forbundet med isolanser, der angiver materialets varmeledningsmodstand mellem de enkelte knudepunkter. Denne beregning er beskrevet ved formel 4.11. Formel 6.1 angiver formel 4.11 i den form, som Suncode benytter ved den egentlige simulering. Edits-modulet beregner for hvert knudepunkt de størrelser, der er angivet i parenteserne (formel 6.1).

$$t_{i,j+1} = \left(\frac{\Delta \tau U_{i-1}}{C} \right) t_{i-1,j} + \left(\frac{\Delta \tau U_{i+1}}{C} \right) t_{i+1,j} + \left(1 - \frac{\Delta \tau U_{i-1}}{C} + \frac{\Delta \tau U_{i+1}}{C} \right) t_{i,j} \quad (6.1)$$

C er knudepunkt i 's varmekapacitet ($J/^{\circ}C$)

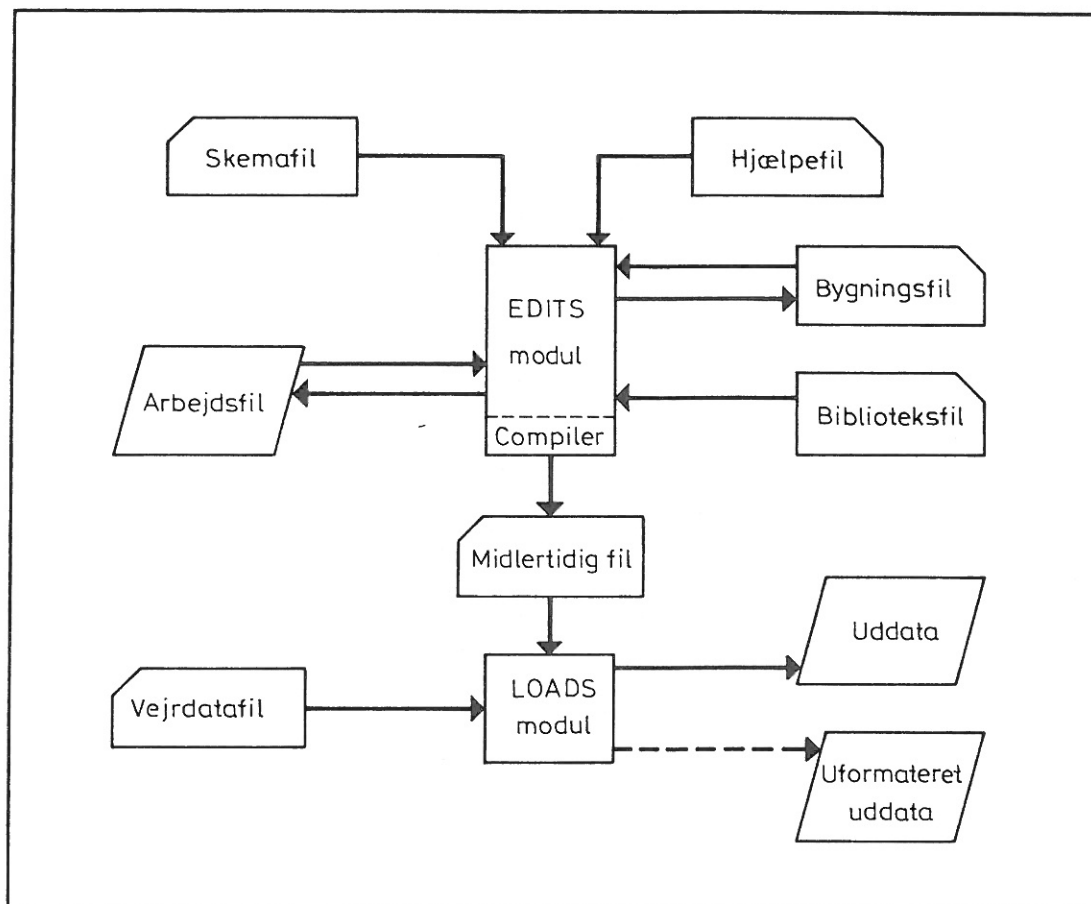
U er varmeoverføringstallet mellem to knudepunkter ($W/^{\circ}C$).

Edits-modulet opretter på baggrund af den inddaterede bygningsfil en midlertidig fil, der indeholder de ovenfor beskrevne data. Den midlertidige fil og de tilhørende eksterne forhold angivet i en vejrdatabeskrivelse udgør tilsammen de nødvendige oplysninger for den endelige simulering.

6.1.2 "Loads"

Suncodes andet hovedmodul er modulet "Loads". Loads-modulet foretager den egentlige simulering for den ønskede periode med udgangspunkt i bygningsbeskrivelsen og den tilknyttede vejrdatabeskrivelse.

Det er i Loads-modulet muligt at afvikle jobkørsler, hvor der kan foretages flere af hinanden uafhængige simuleringer med tilhørende output. Output kommer i skemaform med overskrifter og enheder, eller kan udskrives uformateret, således det er muligt at foretage en videre bearbejdning i f.eks. et grafisk program. Den ønskede mængde af output specificeres med stor fleksibilitet i bygningsbeskrivelsen. Det er muligt at få resultaterne angivet som generelle oversigter for de enkelte zoner, men det er også mu-

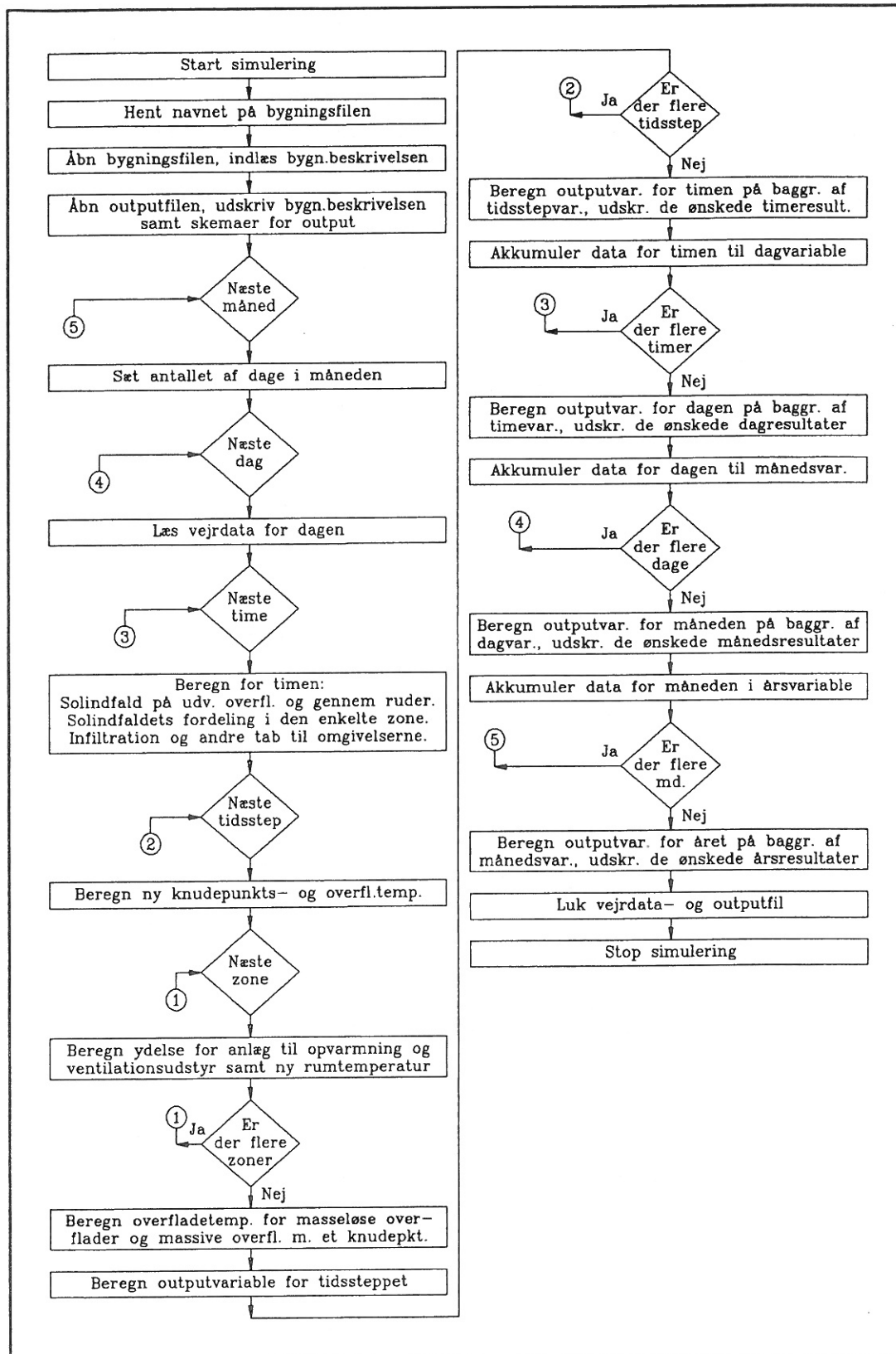


Figur 6.1 Oversigt over Suncode-modulerne med tilknyttede filer.

ligt at få detaljerede resultater for de enkelte konstruktionselementer. For eksempel kan der for vægge, ud over overfladetemperaturen, fås absorberet solstråling og varme-strømme for begge sider af den pågældende væg. For alle output kan der vælges at få time-, dag- eller månedsværdier.

Beregningsproceduren i Loads-modulet for den enkelte simulering er vist på figur 6.2.

Til simuleringen er der tilknyttet en startværdi med hensyn til temperaturen af rum og



Figur 6.2 Loads-modulets beregningsprocedure.

konstruktioner. I Loads-modulet foretages der for det første døgn en periodestationær beregning med data for første døgn simulering. Dette døgn gennemregnes, indtil den beregnede temperatur i masseknudepunkterne ikke afviger mere end 0,1 °C i forhold til de temperaturer, som blev beregnet i slutningen af det forrige døgn.

6.2 Nødvendige forandringer af Suncode for indpasning af to-zone rummodellen

Som beskrevet i kapitel 4.4 beregner Suncode i den oprindelige form ikke en ren lufttemperatur men en vægtet luft- og overfladetemperatur. Modellen for luftbevægelse beskrevet i kapitel 5.1 forudsætter derimod, at den rene lufttemperatur benyttes til beregning af de vertikale massestrømme. På den baggrund er det nødvendigt at tilføje en separat model for udveksling af langbølget stråling mellem de interne overflader til Suncodes beregningsalgoritme, således at energiudveksling ved konvektion og stråling ikke sammenblandes.

Herved er det alene den konvektive energiudveksling, som skal foregå via luftknudepunktet(erne), hvorfor den beregnede temperatur er en ren lufttemperatur. Dette medfører, at det alene er det konvektive varmeovergangstal (α_K), som skal benyttes ved angivelse af varmeovergangen mellem luften og overfladerne.

I Suncodes oprindelige model er varmeovergangstallet ($\alpha_K + \alpha_S$) fastholdt som en konstant ved den enkelte simulering. Da varmeovergangstallet (α_K) er en central parameter ved beregning af de korrekte luft- og overfladetemperaturer, og dermed også ved beregning af de vertikale luftstrømninger, ønskes denne parameter i den ny beregningsprocedure ikke længere fastholdt som en konstant men beregnet for det enkelte tidsskridt. Derfor tilføjes der ud over en strålingsmodel også en model til beregning af de konvektive varmeovergangstal til Suncodes beregningsprocedure.

6.2.1 Model for strålingsudveksling

I kapitel 4.2 er ligningen for langbølget strålingsudveksling beskrevet under forudsætning af, at det alene er førstegangsreflektionen, der medregnes. Denne ligning kan for-

muleres (formel 6.2) til at beskrive nettoenergistrømmen af langbølget energi, der absorberes pr. arealenhed.

$$\phi_{s,k} = \sum_{j=1}^N \Psi_{j,k} \frac{\sigma_j \sigma_k}{\sigma_s} (T_{O,j}^4 - T_{O,k}^4) \quad (6.2)$$

$\phi_{s,k}$ er absorberet strålingsenergi pr. arealenhed (W/m^2)

$\Psi_{j,k}$ er vinkelforholdet mellem flade k og j

σ_k, σ_j er strålingstallene for flade k og j ($\text{W/m}^2\text{K}^4$)

σ_s er strålingstallet for det absolutte sorte legeme ($\text{W/m}^2\text{K}^4$)

T_O er overfladernes absolutte temperaturer (K).

Som beskrevet i kapitel 4.4 er det både en tidskrævende og besværlig opgave at beregne de indgående vinkelforhold mellem fladerne, og skal programmet selv kunne beregne disse vinkelforhold, skal der foretages en fuldstændig geometrisk beskrivelse af bygningen (de enkelte rum).

Et alternativ til beskrivelse af førstegangsstrålingsudvekslingen er en simplificeret strålingsmodel, som ikke behøver den geometriske beskrivelse. Her er den såkaldte MRT/BAL algoritme (the balanced mean radiant temperature algorithm) særdeles velegnet [20].

Metoden bygger på den idé, at hver enkelt overflade strålingsudveksler med en fiktiv overflade, hvis areal, emissionstal og temperatur giver omtrent samme varmeoverførsel som ved det rigtige tilfælde med mange overflader.

Arealet af den fiktive overflade, som er lig summen af alle øvrige overflader i rummet, er givet ved formel 6.3.

$$A_F = \sum_{j \neq i}^n A_j \quad (6.3)$$

Emissionstallet for den fiktive overflade bestemmes ved arealvægtning af de øvrige overfladers emissionstal (formel 6.4).

$$\epsilon_F = \frac{\sum_{j \neq i}^n A_j \epsilon_j}{\sum_{j \neq i}^n A_j} \quad (6.4)$$

Temperaturen af den fiktive overflade er et areal gange emissionstal vægtet middelværdi af de øvrige overfladers arealer og emissionstal (formel 6.5).

$$T_F = \frac{\sum_{j \neq i}^n A_j \epsilon_j T_j}{\sum_{j \neq i}^n A_j \epsilon_j} \quad (6.5)$$

T_F er middelstrålingstemperaturen (MRT) set fra flade i.

Beregningen af det gensidige emissionstal F_{i-F} (formel 6.6) forudsætter, at ingen del af flade i kan se sig selv (alle flader skal være plane), og at flade i enten er omsluttet af rummet, eller selv udgør en del af rummets begrænsningsflade.

$$F_{i-F} = \frac{1}{\frac{1 - \epsilon_i}{\epsilon_i} + 1 + \frac{A_i(1 - \epsilon_F)}{A_F \epsilon_F}} \quad (6.6)$$

Ved anvendelse af ligning 6.6 er det undladt at benytte de geometrisk bestemte vinkel-forhold, hvilket gør beregningen betydelig lettere, men det betyder samtidig, at strålingsudvekslingen mellem overfladerne efter formel 6.7 ikke er i balance.

$$r_i = \sigma_S F_{i-F} (T_F^4 - T_i^4) \quad (6.7)$$

Den manglende energibevarelse genindføres ved at introducere ligning 6.8. Her beregnes strålingsudvekslingen mellem alle overflader og den fiktive overflade. Denne skal være 0, og er dette ikke tilfældet, deles differencen ligeligt ud på alle overflader, hvorved energibevarelse opretholdes.

$$r_{bal} = \frac{\sum_{i=1}^n \sigma_S F_{i_F} (T_F^4 - T_i^4) \frac{A_i}{n}}{\sum_{i=1}^n A_i} \quad (6.8)$$

Strålingsudvekslingen for den i 'te overflade kan herefter beregnes efter formel 6.8.

$$r_i = \sigma_S F_{i-F} (T_F^4 - T_i^4) - r_{bal} \quad (6.9)$$

I strålingsmodellen er det forudsat, at den langbølgede stråling fra de interne varmekilder ligeligt fordeles på alle indvendige overflader. Den kortbølgede stråling fra den indfaldende sol fordeles efter en af brugeren selvvalgt fast andel til de enkelte flader. Formel 6.10 beregner således den totale strålingsudveksling af både kort- og langbølget stråling.

I /20/ er der foretaget en række sammenlignende beregninger som kontrol af MRT/BAL metodens nøjagtighed. Resultatet af disse sammenligninger viser, at metoden er generelt anvendelig uden for store afvigelser (5 - 15 %) fra en eksakt strålingsberegning efter formel 6.2.

$$r_i = \sigma_S F_{i-F} (T_F^4 - T_i^4) - r_{bal} + \frac{r_{int}}{\sum_{i=1}^n A_i} + S_i \frac{r_{sol}}{A_i} \quad (6.10)$$

r_i er nettoindstrålingen af energi på flade i (W/m²)

σ er Stefan - Boltzmanns konstant (W/m² K⁴)

F_{i-F}	er det gensidige emissionstal
T_F	er den fiktive flades absolutte temperatur (K)
T_i	er flade i's absolutte temperatur (K)
r_{bal}	er et led for redistribution af energi for bevarelse af energibalancen (W/m ²)
r_{int}	er strålingsandelen af tilført energi fra de interne energikilder (W)
r_{sol}	er den samlede indstrålede energimængde fra solen (W)
A_i	er flade i's areal (m ²)
S_i	er den fraktion af den indfaldne solstråling, som falder på flade i.

Det konkluderes i /20/, at metoden er anvendelig under de forhold, som normalt forekommer i forbindelse med temperatursimulering af forhold i almindelige bygninger, da strålingsudvekslingen under disse forhold ikke er dominerende set i forhold til den samlede energiudveksling. Der kan dog forekomme større fejl, hvis forskellene i overfladetemperaturer er meget store, eller hvor flere af de indgående flader ikke er synlige i forhold til hinanden ($\Psi_{i-j} = 0$), hvilket f.eks. er tilfældet mellem et vindue, og den væg i hvilket vinduet er placeret.

6.2.2 Model for beregning af konvektivt varmeovergangstal

Den metode, som Suncode oprindeligt anvender til beregning af varmeoverførsel mellem rumluften og overfladerne, forudsætter, at det konvektive varmeovergangstal er konstant (brugerinput). Dette er, når det drejer sig om stationære temperaturberegninger, en almindelig anerkendt metode, men når det drejer sig om dynamiske beregninger, hvor temperaturer og grænselagsforhold ændres gennem beregningsforløbet, er metoden ikke længere hensigtsmæssig.

Den konvektive varmeoverførsel fra en overflade kan udtrykkes efter Newtons lov om afkøling:

$$\phi_K = \alpha_K \Delta T \quad (6.11)$$

Når det drejer sig om fri grænselagsstrømning, er α_K en funktion af temperaturdifferencen ΔT og overfladens længde samt fluidens fysiske egenskaber.

Med udgangspunkt i de grundlæggende ligninger (bevægelsesligningen, kontinuitetsligningen og energiligningen) og ved almindelig dimensionsanalyse kan det vises /16/, at Nusselts tal er den dimensionsløse størrelse, der indeholder varmeovergangstallet α_K . Formel 6.12 angiver det generelle udtryk for den konvektive varmeoverføring.

$$Nu = \frac{\alpha_K l}{\lambda} = C_o (Re)^n (Pr)^m (Gr)^r (Fo)^s \quad (6.12)$$

For fri stationær strømning bortfalder Reynolds og Fourier tallene, hvorfor Nusselts tal i dette tilfælde alene er en funktion af Grashofs og Prandtls tal. Problemet med denne formulering er bl.a., at de indgående størrelser (C_o, m, r) varierer, alt efter om grænselagsstrømningen er laminar eller turbulent.

Alamdari og Hammond har i /21/ vist to simplificerede formler til beregning af varmeovergangstal. De to formler (6.13, 6.14) er opbygget således, at de direkte er anvendelige i simuleringsprogrammer.

$$\alpha_K = \left[\left(a \left(\frac{\Delta t}{l} \right)^p \right)^m + (b (\Delta t)^k)^m \right]^{\frac{1}{m}} \quad (6.13)$$

$$\alpha_K = 0,60 \left(\frac{\Delta t}{l^2} \right)^{0,20} \quad (6.14)$$

α_K er det konvektive varmeovergangstal (W/m²°C)

l er for lodrette flader lig fladens højde og for vandrette flader lig

$$4 \frac{A_s}{P_s}, \text{ hvor } A_s \text{ er fladens areal, og } P_s \text{ er fladens omkreds}$$

Δt er temperaturforskellen mellem rumluften og overfladen ($^{\circ}\text{C}$).

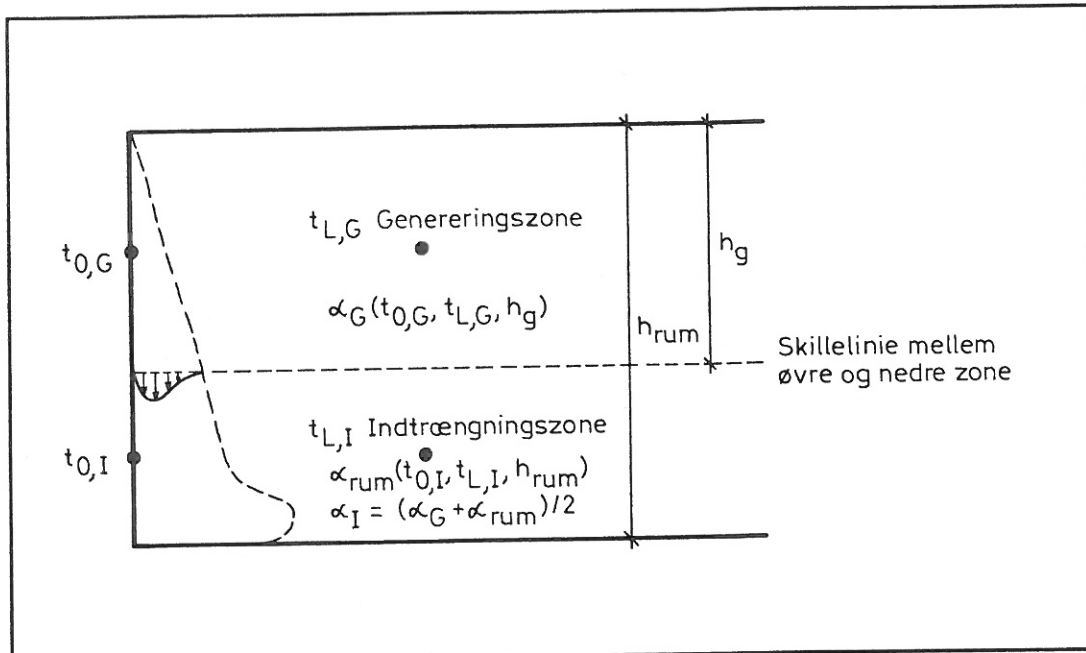
Formel 6.13 er kun anvendelig på horisontale overflader, når den opadvendte flade (et gulv) har en temperatur, der er højere end rumluftens, eller når den nedadvendte flades (et loft) temperatur er lavere end rumluftens temperatur. Er dette ikke tilfældet, er det formel 6.14, som er gældende ved beregning af varmeovergangstallet.

Flow og overfladeorientering	a	b	p	k	m
Fri grænselagsstrømning langs vertikale flader	1,50	1,23	0,25	0,33	6
Fri grænselagsstrømning ved horisontale flader	1,40	1,63	0,25	0,33	6

Tabel 6.1 Empiriske konstanter til anvendelse i formel 6.13.

De to formler er velegnede til beregning af konvektive varmeovergangstal i forbindelse med bygningssimuleringsprogrammer, da der ikke behøves kendskab til strømningens karakter (laminar/turbulent). Gyldighedsområdet for anvendelse af formel 6.13 er i /21/ sat til $10^4 < Gr Pr < 10^{12}$, hvilket for praktiske bygningsforhold normalt er tilstrækkeligt.

Da der i simuleringsmodellen er 2 zoner i hvert rum, medfører det, at l og Δt for lodrette flader er forskellige (figur 6.3) for de to zoner. Det er derfor nødvendigt at kende strømningens retning (opad- eller nedadrettet strømning). I strømningens genereringszone beregnes det konvektive overgangstal alene på baggrund af zonens højde og temperaturforskellen mellem overfladen og luften i genereringszonen. I indtrængningszonen beregnes først et overgangstal på baggrund af den totale rumhøjde og temperaturforskellen mellem overfladen og luften i denne zone. Den endelige værdi af det konvektive overgangstal i indtrængningszonen beregnes dernæst som en middelværdi af overgangstallet beregnet i genereringszonen og overgangstallet beregnet for den totale rumhøjde.



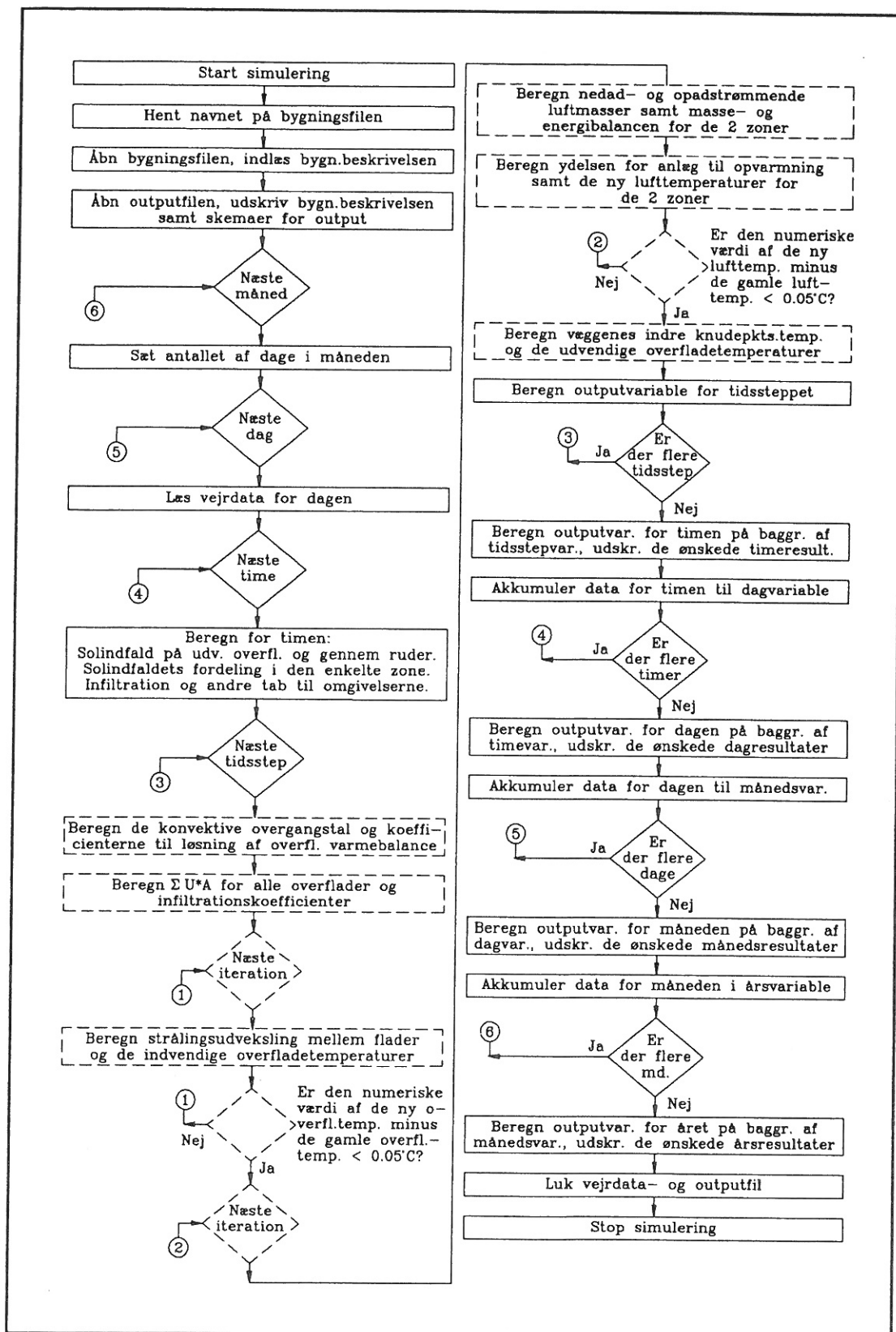
Figur 6.3 Beregning af varmeovergangstal langs vertikale flader.

I tilfælde af at der både er ned- og opadrettet strømning langs samme flade (figur 5.3), beregnes begge overgangstal alene på baggrund af zonernes højder og temperaturforskellene i disse.

6.3 Beskrivelse af ny programstruktur

På figur 6.4 er det vist, hvordan simuleringen forløber i den ny model af Loads-modulet. Som det fremgår af forskellene mellem figur 6.2 og 6.4, er det inden for tidsstepløkken, der er foretaget programændringer. I denne løkke foretages der i den nuværende beregningsmetode to på hinanden følgende iterationer. I den første iteration beregnes overfladernes strålingsudveksling, og det sikres, at det er de korrekte overfladetemperaturer, der regnes videre med, inden programmet går ind i den anden iterationsløkke. I den anden løkke beregnes de nedad- og opadrettede luftstrømninger langs rummets indvendige begrænsningsflader og over varmekilder. Derefter checkes for massebalance, og endelig beregnes energiudvekslingen mellem de to zoner. Der beregnes ydelse for opvarmningssystemet, og lufttemperaturerne i den øvre og nedre rumzone bestemmes. Her sikrer iterationsløkken igen, at der er balance i de beregnede lufttemperaturer, inden programmet går videre til beregning af det næste tidsstep.

I den ændrede programstruktur er det ikke muligt at beregne på flere separate rum. År-



Figur 6.4 Loads-modulets nye beregningsprocedure.

sagen til at denne løkke er udeladt er alene, at det ikke har været muligt at holde programmets størrelse inden for DOS-styresystemets maksimale arbejdsmemory på 640 kB. Ved anvendelse af nyere Fortran compilere er det i dag muligt at bryde denne memory-grænse og arbejde med en hukommelse, der er mange gange større.

7. SAMMENLIGNING AF SIMULERINGS- OG FORSØGSRESULTATER

I dette kapitel er der foretaget en grafisk sammenligning af resultaterne beregnet af det modificerede Suncode simuleringsprogram, og de forsøgsresultater der er målt i klimakamrene. Først er der, ifølge metoden beskrevet i afsnit 5.4, foretaget grafisk bestemmelse af de vertikale højder for de simulerede middellufttemperaturer. Dernæst er konstanterne for de to dimensionsløse temperaturprofiler (tabel 3.1) transformeret, således de er fikserede i forhold til de simulerede middellufttemperaturhøjder. Sidst i kapitlet er der foretaget en sammenligning af de målte og simulerede overflade- og lufttemperaturer samt af de beregnede vertikale temperaturgradienter.

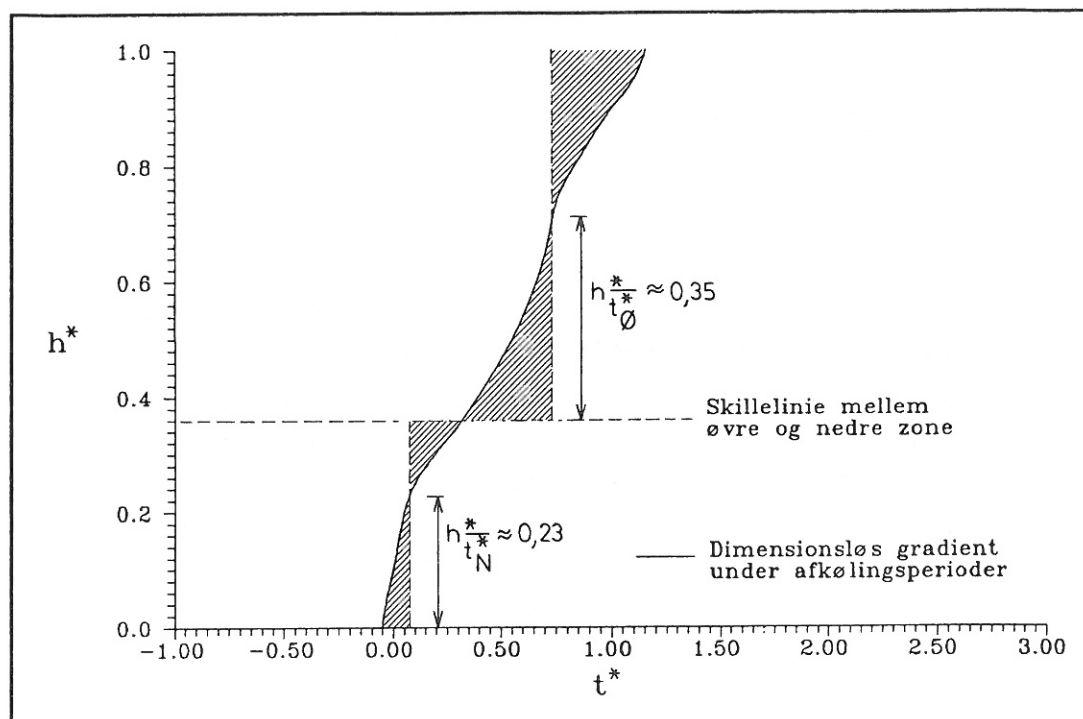
7.1 Bestemmelse af højderne for de simulerede middellufttemperaturer

I henhold til kapitel 5.3 er det muligt at bestemme højden for den simulerede middeltemperatur ved grafisk arealbetragtning omkring de dimensionsløse temperaturkurver. Indgangsparameteren for denne bestemmelse er først og fremmest højden af zonedelingen i forhold til den totale rumhøjde.

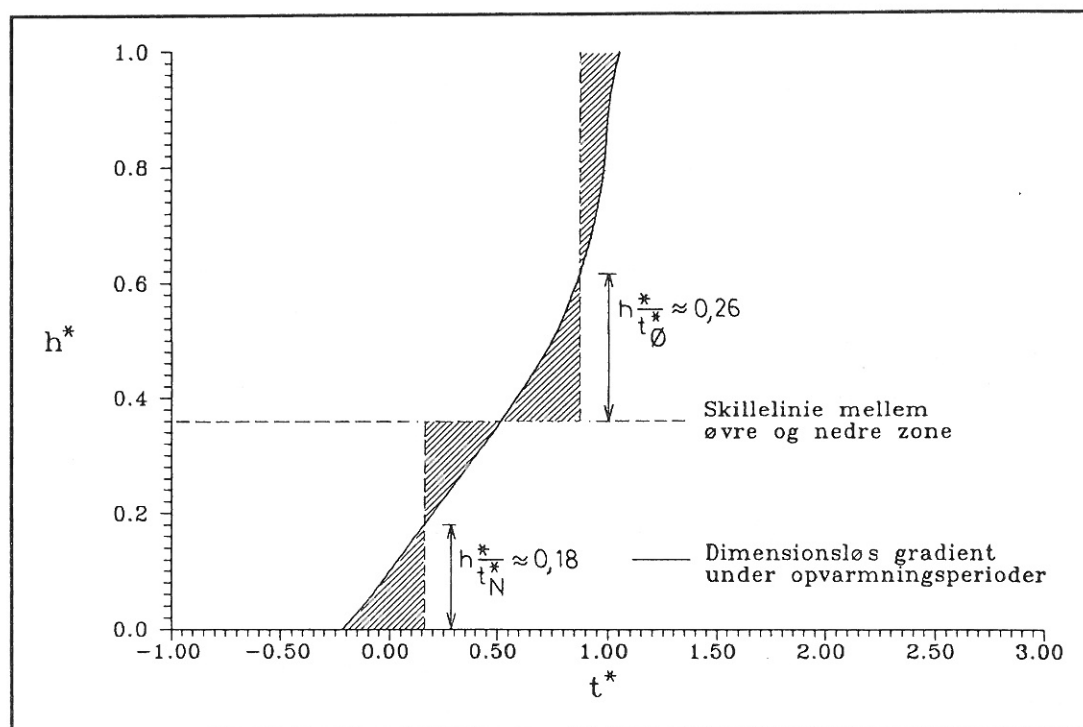
Der er under alle tre simuleringer valgt en højde af den nedre zone på 1,2 m. Grunden til denne zonehøjde er, at den nedre zone derved svarer til opholdszonen for en siddende person. Da de totale lokalehøjder for de tre simuleringer ikke er ens, betyder det, at de relative zonehøjder er forskellige. I simulering af forsøg L400W-3,3, hvor lokalehøjden er 3,3 m, medfører det, at skillelinien mellem den øvre og nedre zone er placeret i den dimensionsløse højde 0,36 over gulvet. Ved de to sidste forsøg (L200W-2,4 og S300W-2,4) er lokalehøjden 2,4 m, hvorfor en tilsvarende zoneskillelinie her er placeret i den dimensionsløse højde 0,5 over gulvet.

På figur 7.1 og 7.2 for henholdsvis afkølings- og opvarmningsperioden er de indgående middeltemperaturhøjder grafisk bestemt for forsøg L400W-3,3.

Her er det for afkølingsperioden vist, at den simulerede middeltemperatur for den øvre zone er placeret i den dimensionsløse højde 0,71 ($0,36 + 0,35$) over gulvet, hvilket



Figur 7.1 Grafisk bestemmelse af middeltemperaturhøjder under afkølingsperioden (simulering af forsøg L400W-3,3).



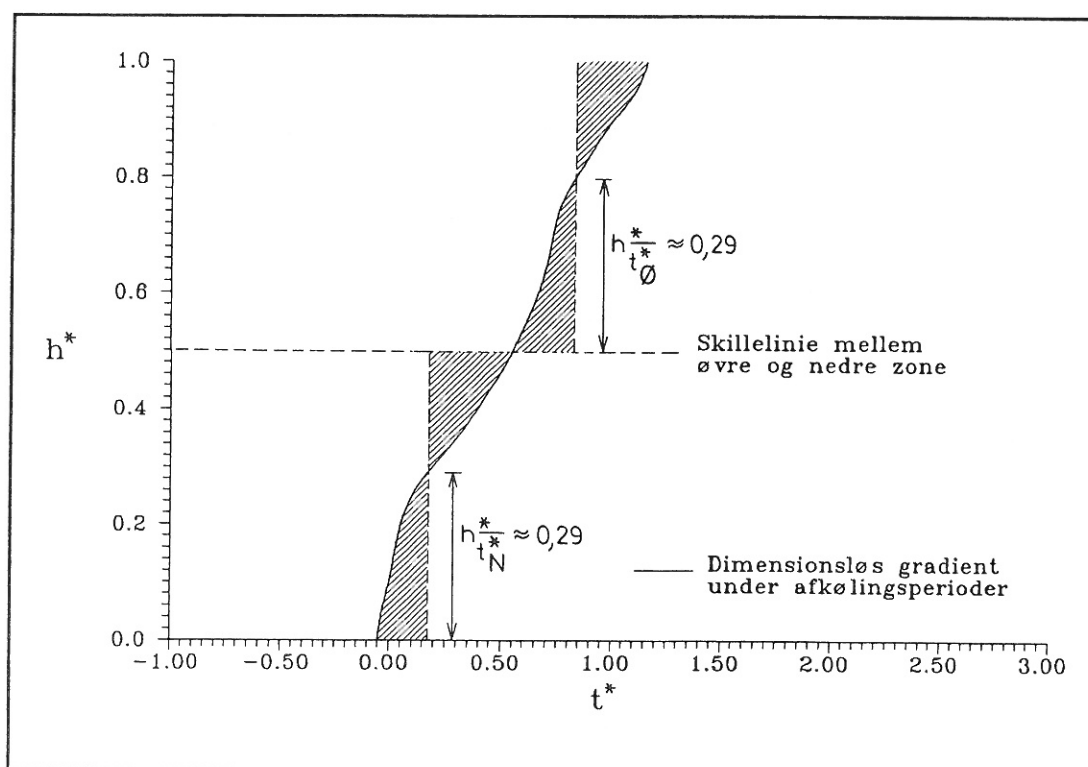
Figur 7.2 Grafisk bestemmelse af middeltemperaturhøjder under opvarmningsperioden (simulering af forsøg L400W-3,3).

svarer til, at den simulerede temperatur er placeret 2,34 meter over gulvet. For den nedre zone er den tilsvarende dimensionsløse højde 0,23, hvilket betyder, at den simulerede middeltemperatur i den nedre zone fysisk er placeret 0,76 m over gulvet.

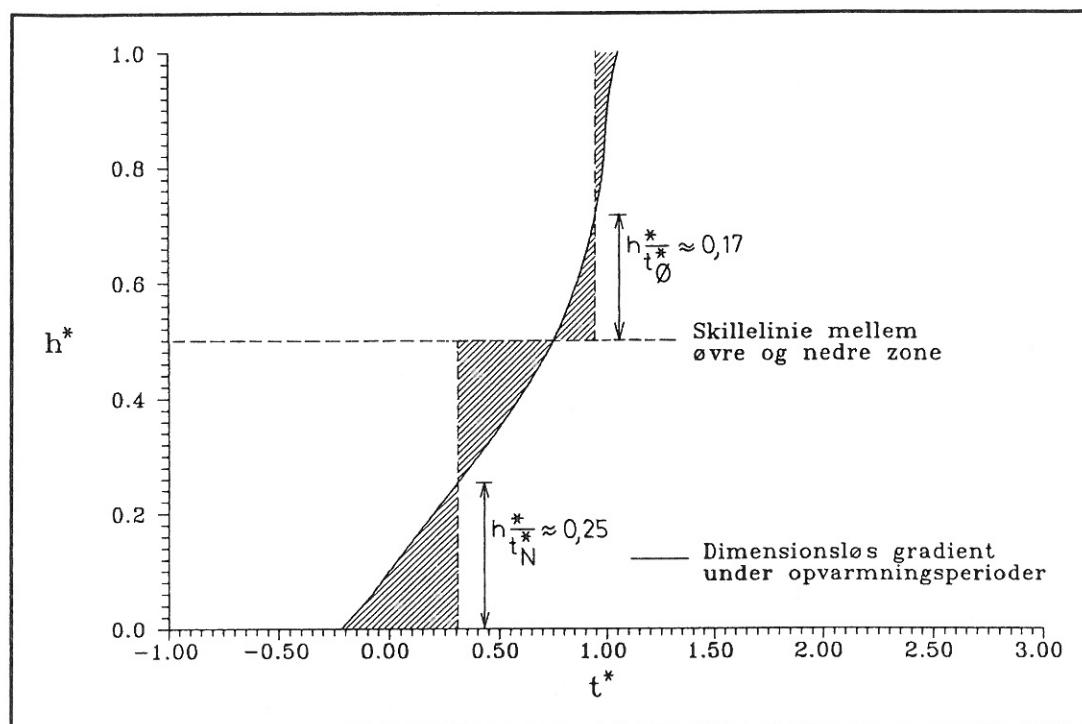
I tabel 7.1 er der på baggrund af de grafiske resultater fra figur 7.1 - 7.4 for alle forsøg angivet i hvilke højder, de simulerede temperaturer er beliggende.

Forsøg	L400W-3,3				L200W-2,4 og S300W-2,4			
	Afkøling		Opvarmning		Afkøling		. Opvarmning	
	h^*	h	h^*	h	h^*	h	h^*	h
Nedre	0,23	0,76	0,18	0,60	0,29	0,70	0,25	0,60
Øvre	0,71	2,34	0,62	2,05	0,79	1,90	0,67	1,61

Tabel 7.1 Middeltemperaturhøjder for de simulerede forsøg.



Figur 7.3 Grafisk bestemmelse af middeltemperaturhøjder under afkølingsperioder (simulering af forsøg L200W-2,4 og S300W-2,4).



Figur 7.4 Grafisk bestemmelse af middeltemperaturhøjder under opvarmningsperioder (simulering af forsøg L200W-2,4 og S300W-2,4).

7.2 Transformation af konstanterne for de dimensionsløse gradienter

Konstanterne, som beskriver den dimensionsløse gradient (tabel 3.1), er baseret på, at de kendte temperaturer er beliggende i de dimensionsløse højder 0,1 og 0,9. Derfor kan disse værdier ikke direkte benyttes ved de foreliggende simuleringer, da de kendte (simulerede) temperaturer forekommer i andre højder. Det er derfor nødvendigt at beregne en række nye konstanter, som beskriver den dimensionsløse gradient, når de kendte temperaturer forekommer i en vilkårlig højde.

De temperaturer, som danner den vertikale temperaturgradient, er bestemt efter formel 7.1 (omskrivning af formel 3.1).

$$t_h = t^*(t_{0,9} - t_{0,1}) + t_{0,1} \quad (7.1)$$

Her er det en forudsætning, at t^* er konstanterne fra tabel 3.1, og at temperaturerne

er målt eller simuleret i de dimensionsløse højder 0,1 og 0,9.

Den samme dimensionsløse gradient kan selvfølgelig beskrives med to temperaturer simuleret i to andre højder $(t_{s,N}, t_{s,0})$. Her er det blot en anden række konstanter (t_s^*) , som beskriver gradienten (formel 7.2).

$$t_h = t^*(t_{0,9} - t_{0,1}) + t_{0,1} = t_s^*(t_{s,0} - t_{s,N}) + t_{s,N} \quad (7.2)$$

Ved at omskrive formel 7.2 kan det ses, at den nye række konstanter (t_s^*) kan beskrives ved formel 7.3.

$$\begin{aligned} t^* \left(\frac{t_{0,9} - t_{0,1}}{t_{0,9} - t_{0,1}} - \frac{t_{0,1} - t_{0,1}}{t_{0,9} - t_{0,1}} \right) + \frac{t_{0,1} - t_{0,1}}{t_{0,9} - t_{0,1}} = \\ t_s^* \left(\frac{t_{s,0} - t_{0,1}}{t_{0,9} - t_{0,1}} - \frac{t_{s,N} - t_{0,1}}{t_{0,9} - t_{0,1}} \right) + \frac{t_{s,N} - t_{0,1}}{t_{0,9} - t_{0,1}} \\ \Downarrow \\ t^*(t_{0,9}^* - t_{0,1}^*) + t_{0,1} = t_s^*(t_{s,0}^* - t_{s,N}^*) + t_{s,N}^* \\ \Downarrow \\ t_s^* = \frac{t^*(t_{0,9}^* - t_{0,1}^*) + t_{0,1} - t_{s,N}^*}{(t_{s,0}^* - t_{s,N}^*)} \end{aligned} \quad (7.3)$$

Idet $t_{0,9}^* = 1$ og $t_{0,1}^* = 0$ kan de nye konstanter beregnes alene ud fra det oprindelige sæt konstanter (tabel 3.1) og de dimensionsløse temperaturer i den simulerede højde.

$$t_s^* = \frac{t^* - t_{s,N}^*}{t_{s,0}^* - t_{s,N}^*} \quad (7.4)$$

De simulerede dimensionsløse temperaturer $t_{s,N}^*$ og $t_{s,0}^*$ kan aflæses på figur 7.1 - 7.4,

da de svarer til X-koordinaten, hvor Y-koordinaten er de dimensionsløse middeltemperaturhøjder for den virkelige såvel som for den dimensionsløse temperaturgradient.

I tabel 7.2 er der til simulering af de tre forsøg angivet de dimensionsløse temperaturer beregnet efter formel 7.4.

	Tabel 3.1		L400W-3,3		L200W-2,4 og S300W-2,4	
	Opvarmning	Afkøling	Opvarmning	Afkøling	Opvarmning	Afkøling
t_N^*	0,00	0,00	0,16	0,075	0,31	0,175
t_θ^*	1,00	1,00	0,87	0,73	0,93	0,82
h^*	t^*		t_s^*		t_s^*	
0,05	-0,10	-0,03	-0,37	-0,16	-0,66	-0,32
0,10	0,00	0,00	-0,23	-0,11	-0,50	-0,27
0,20	0,20	0,05	0,06	-0,04	-0,18	-0,19
0,25	0,30	0,10	0,20	0,04	-0,02	-0,12
0,35	0,50	0,30	0,48	0,34	0,31	0,19
0,50	0,75	0,55	0,83	0,73	0,71	0,58
0,65	0,90	0,70	1,04	0,95	0,95	0,81
0,75	0,96	0,76	1,13	1,05	1,05	0,91
0,80	0,98	0,83	1,15	1,15	1,08	1,02
0,90	1,00	1,00	1,18	1,41	1,11	1,28
0,95	1,02	1,10	1,21	1,56	1,16	1,43

Tabel 7.2 Dimensionsløse temperaturer beregnet for de simulerede højder.

De temperaturer, som danner de beregnede temperaturgradienter, kan herefter bestemmes ved hjælp af formel 7.5, hvor $t_{s,N}$ og $t_{s,0}$ er de temperaturer, som simuleres i henholdsvis den nedre og øvre zone af lokalet, og de dimensionsløse temperaturer t_s^* er som angivet i tabel 7.2

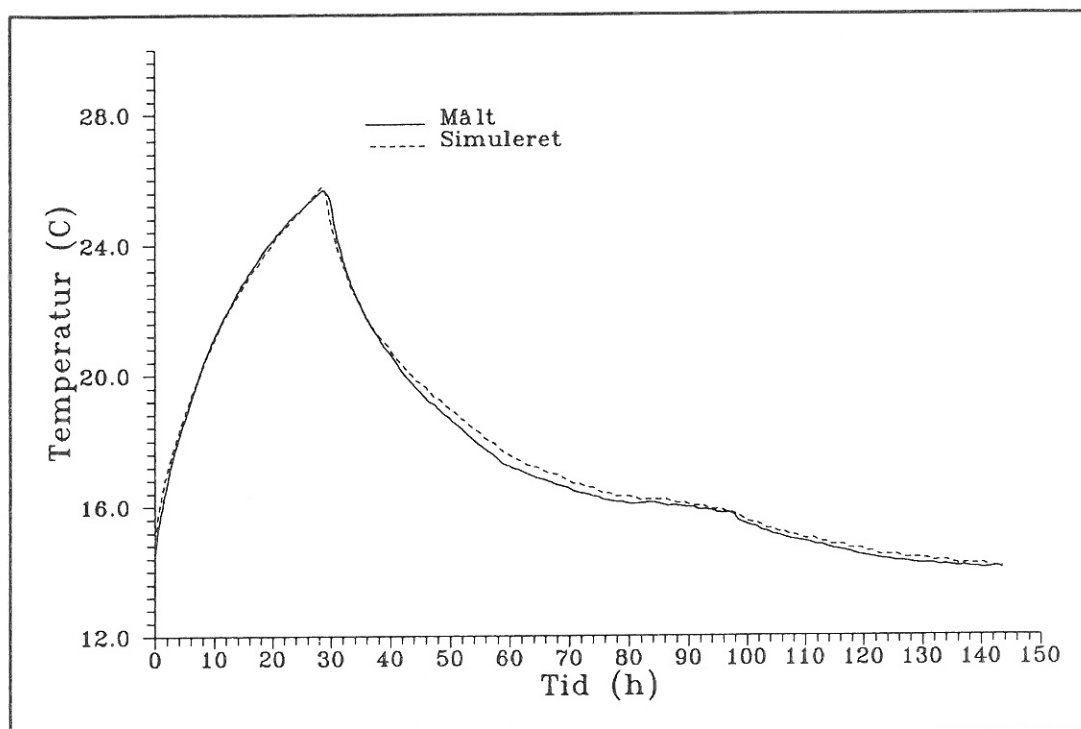
$$t_{s,h} = t_s^* (t_{s,0} - t_{s,N}) + t_{s,N} \quad (7.5)$$

7.3 Sammenligning af målte og simulerede overfladetemperaturer

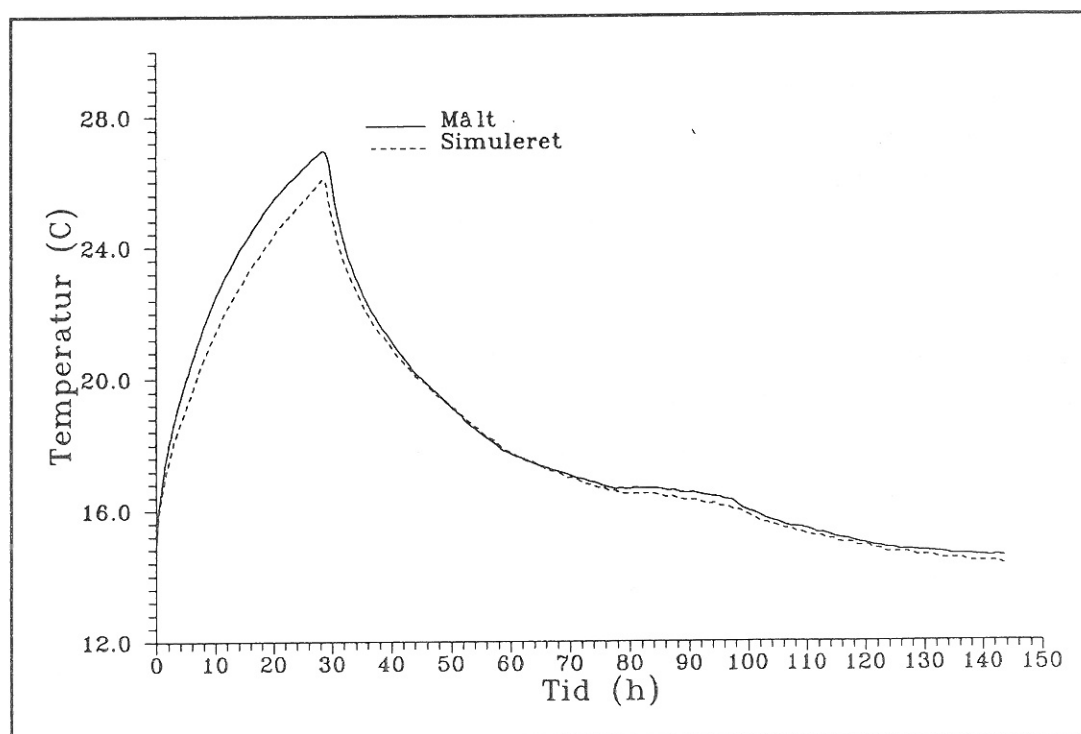
På de efterfølgende sider er der foretaget en grafisk sammenligning af de målte og simulerede overfladetemperaturer for de tre forsøg. Det er i denne gennemgang alene valgt at fokusere på de indvendige overfladetemperaturer. Begrundelsen herfor er, at de målte udvendige overfladetemperaturer mod laboratoriet er benyttet som randbetingelser ved simuleringerne, hvorfor der her er fuld overensstemmelse ved en temperatur-sammenligning. I det kolde rum er det den målte udvendige lufttemperatur, der er anvendt som randbetingelse. Her er det derfor hovedsagelig de udvendige overgangstal, som er bestemmende for temperaturforskellen mellem luften og de udvendige overflader. Sammenligning af de udvendige overfladetemperaturer mod det kolde rum har vist fin overensstemmelse.

For de indvendige overfladers vedkommende er der foretaget sammenligninger for alle overflader. Undtaget herfra er teglstensvæggens overfladetemperatur i den øvre zone for forsøg L200W-2,4 og S300W-2,4. Dette skyldes, at denne temperatur p.g.a. en monteringsfejl ikke er blevet målt under disse to forsøg.

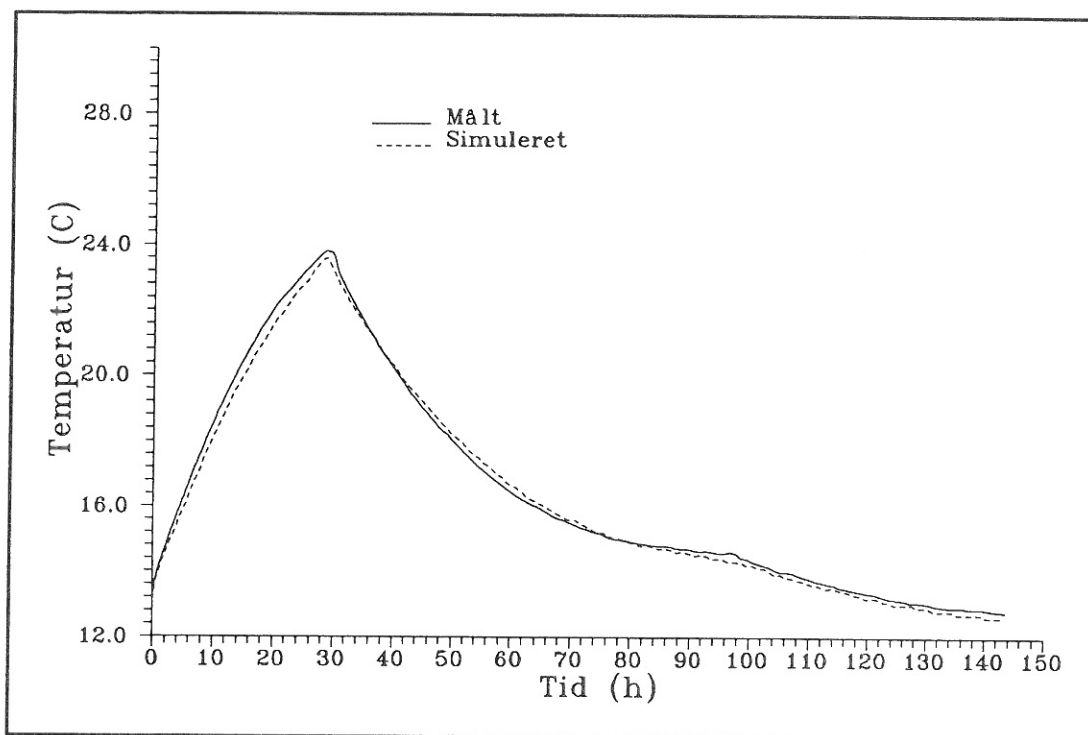
Bagerst i afsnittet er resultatet af overfladetemperatursammenligningerne kommenteret.



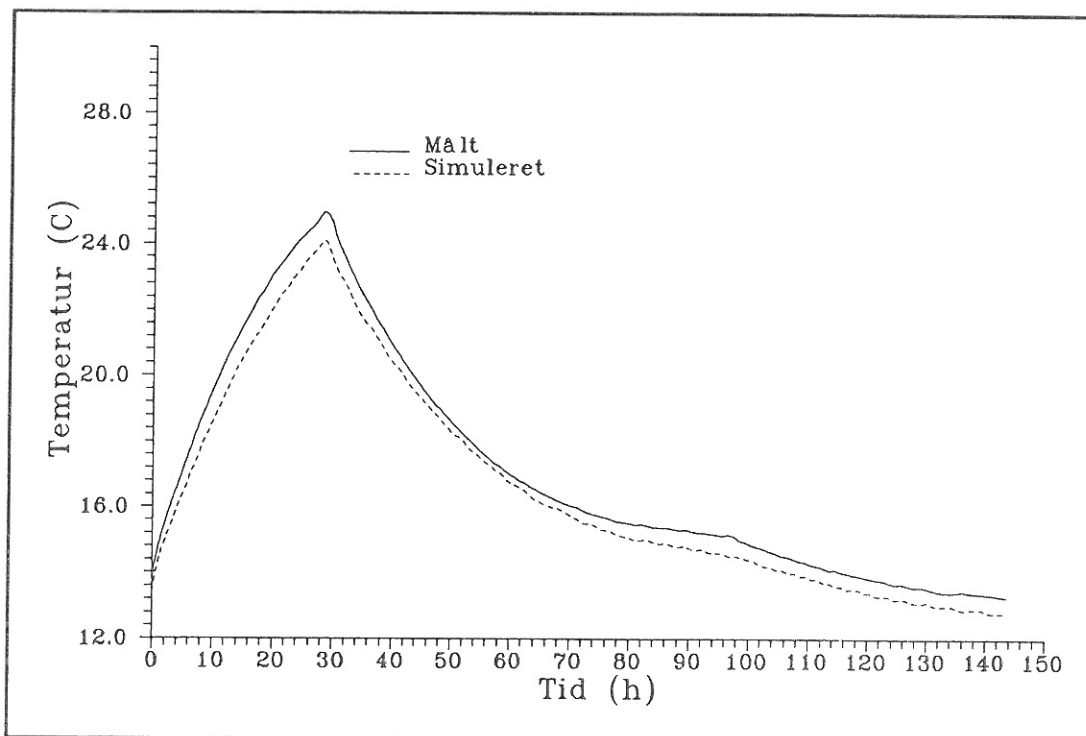
Figur 7.5 Overfladetemperatur på let trævæg 0,6 m over gulv (forsøg L400W-3,3).



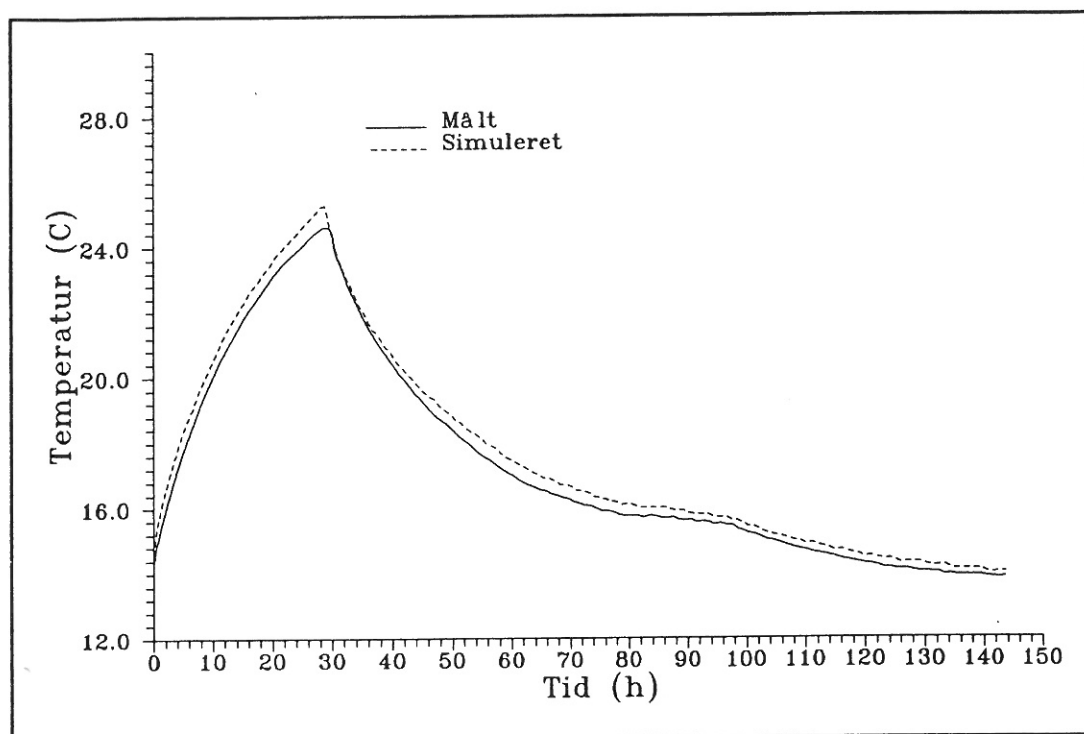
Figur 7.6 Overfladetemperatur på let trævæg 2,25 m over gulv (forsøg L400W-3,3).



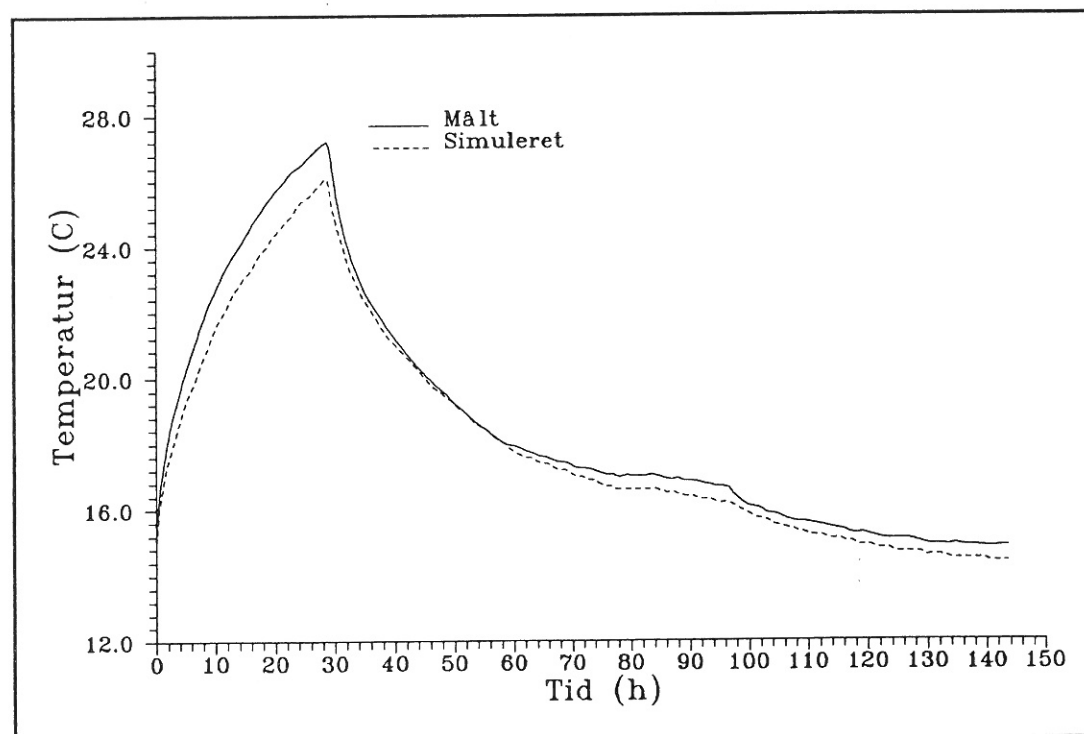
Figur 7.7 Overfladetemperatur på teglstensvæg 0,6 m over gulv (forsøg L400W-3,3).



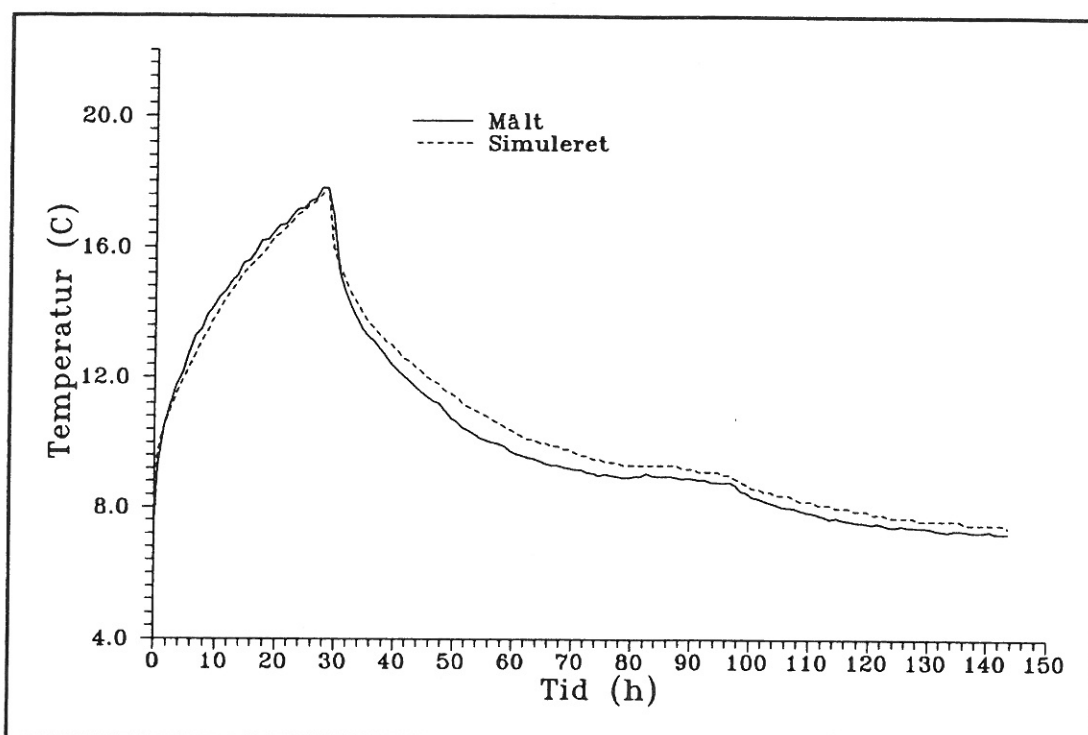
Figur 7.8 Overfladetemperatur på teglstensvæg 2,25 m over gulv (forsøg L400W-3,3).



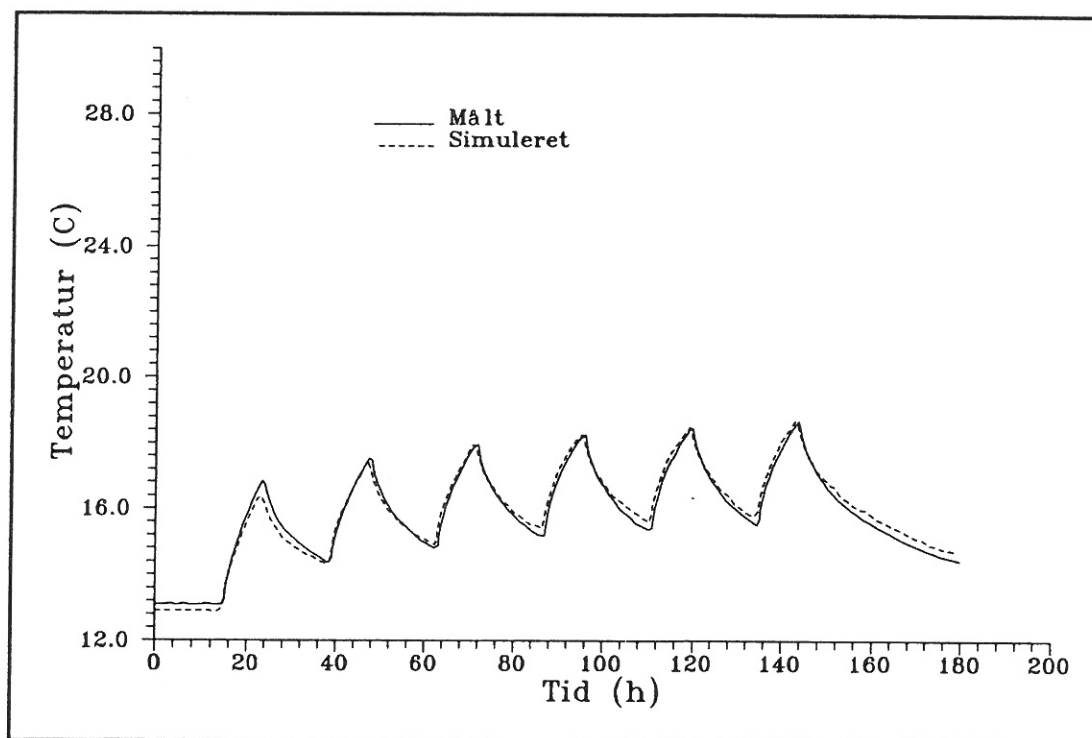
Figur 7.9 Overfladetemperatur på gulv (forsøg L400W-3,3).



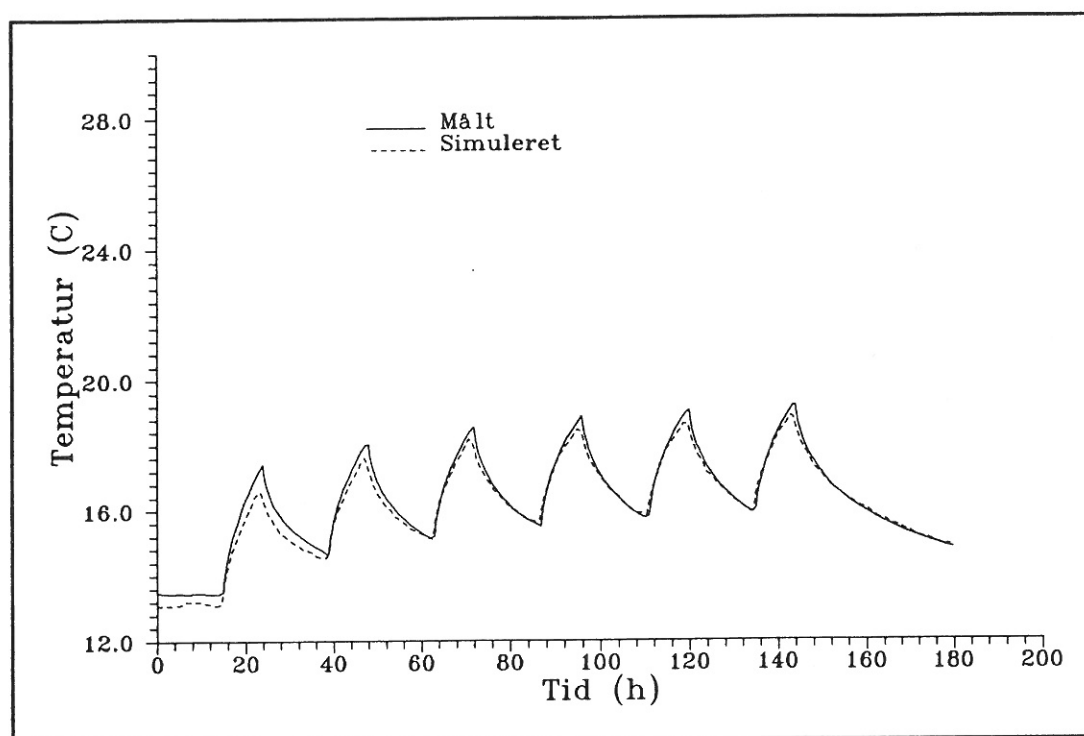
Figur 7.10 Overfladetemperatur på loft (forsøg L400W-3,3).



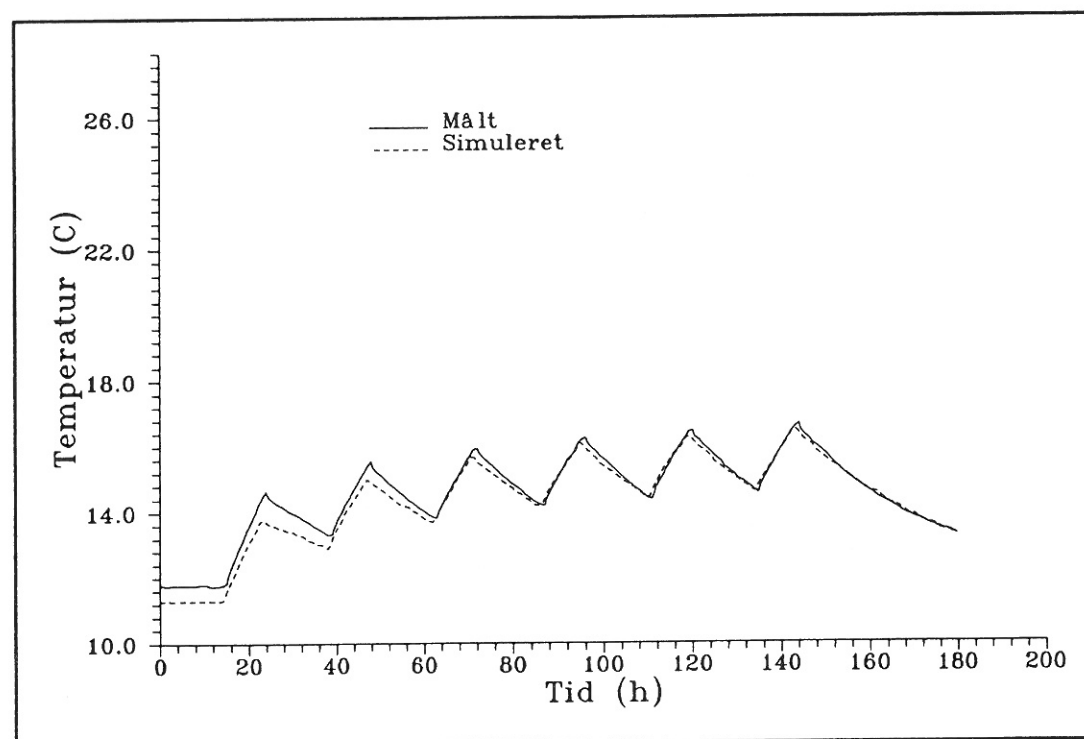
Figur 7.11 Overfladetemperatur på vindue (forsøg L400W-3,3).



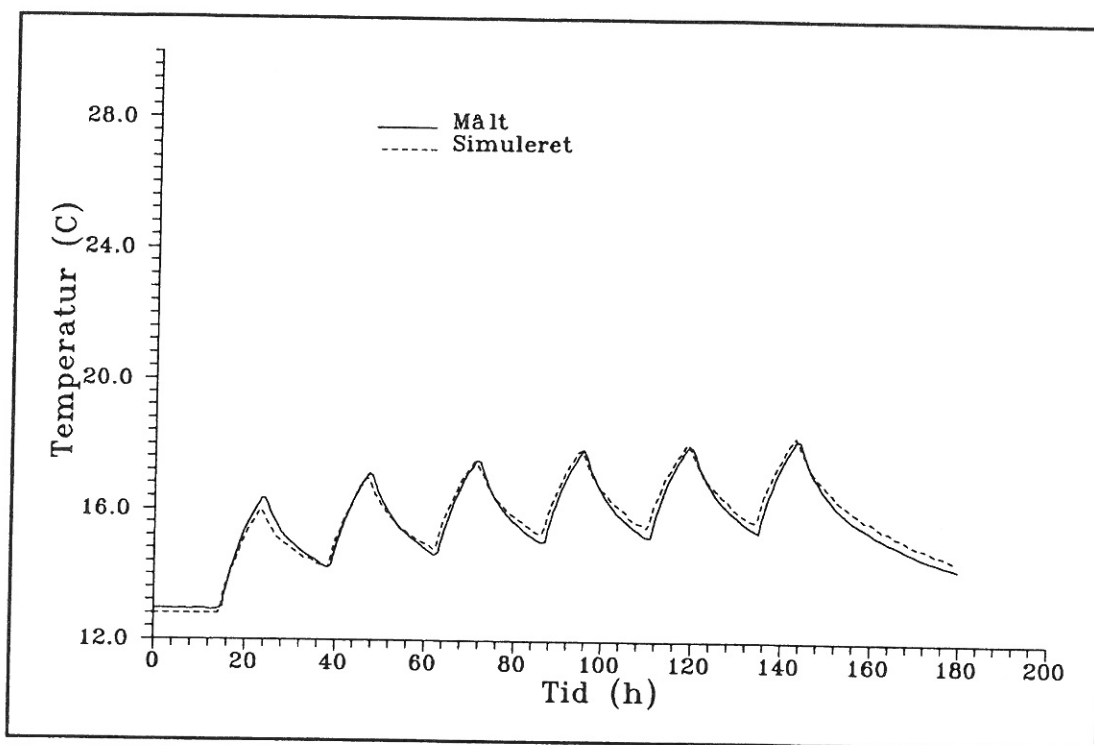
Figur 7.12 Overfladetemperatur på let trævæg 0,6 m over gulv (forsøg L200W-2,4).



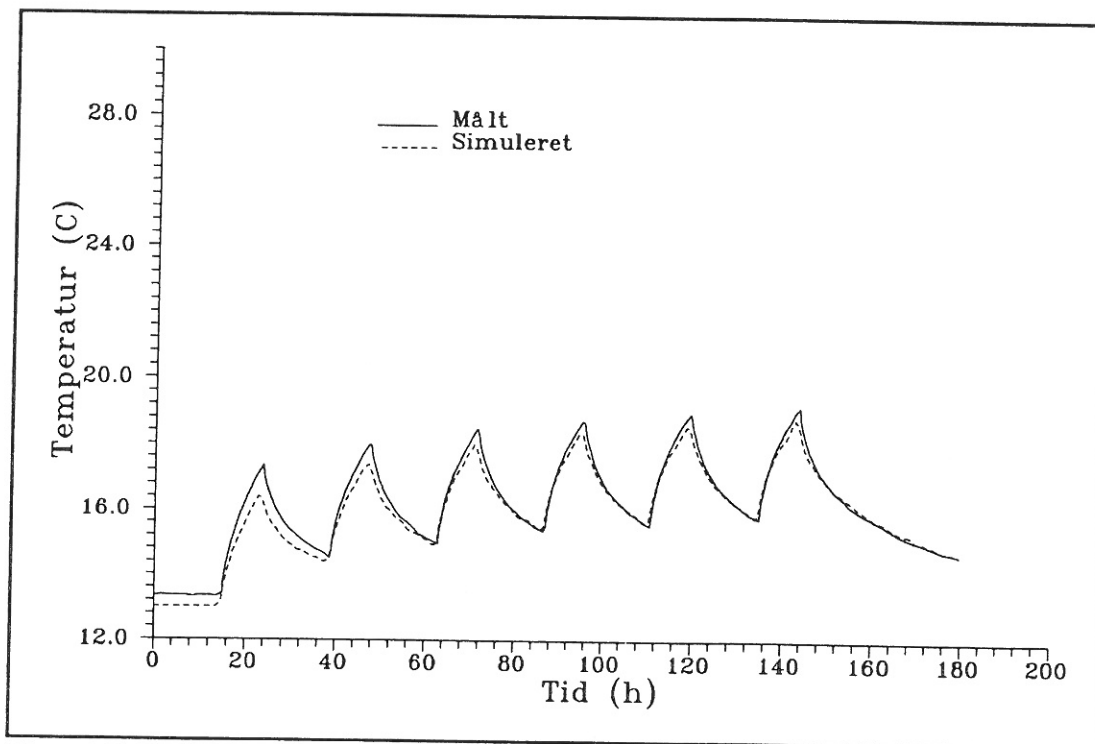
Figur 7.13 Overfladetemperatur på let trævæg 1,8 m over gulv (forsøg L200W-2,4).



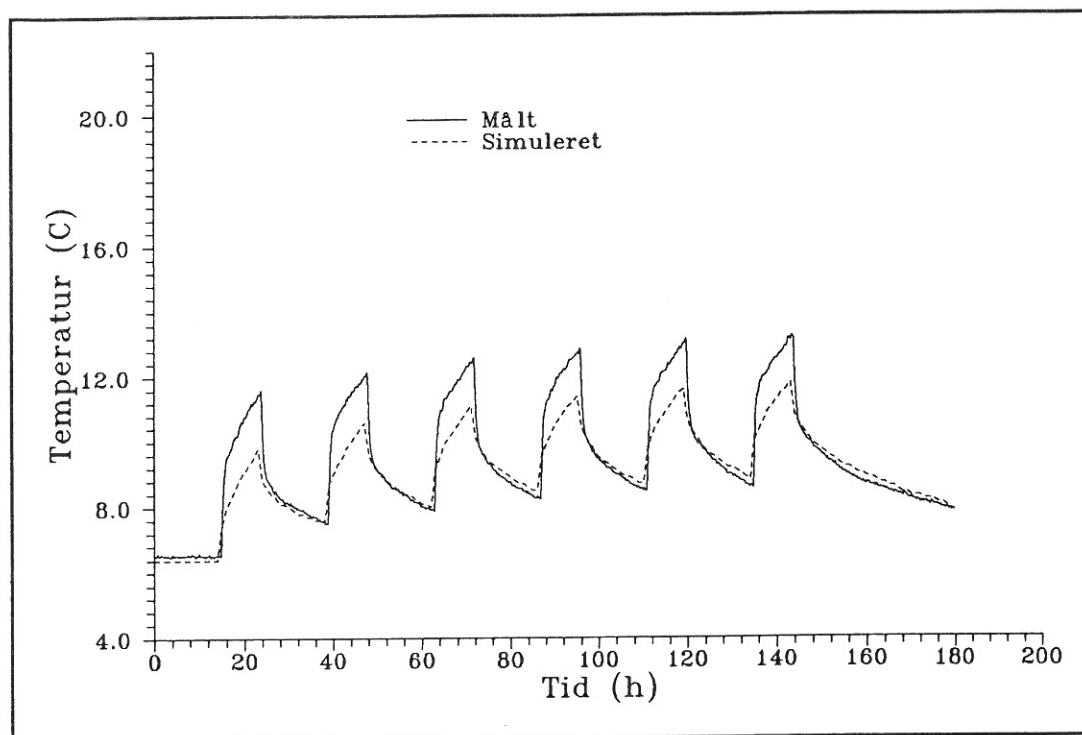
Figur 7.14 Overfladetemperatur på teglstensvæg 0,6 m over gulv (forsøg L200W-2,4).



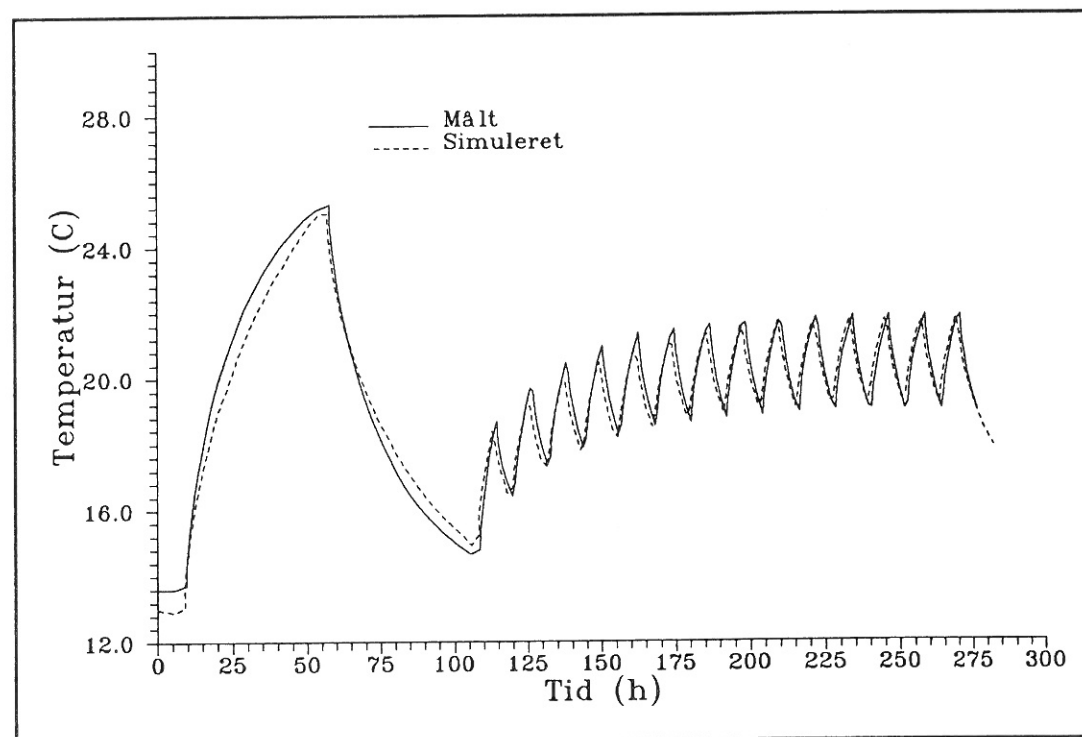
Figur 7.15 Overfladetemperatur på gulv (forsøg L200W-2,4).



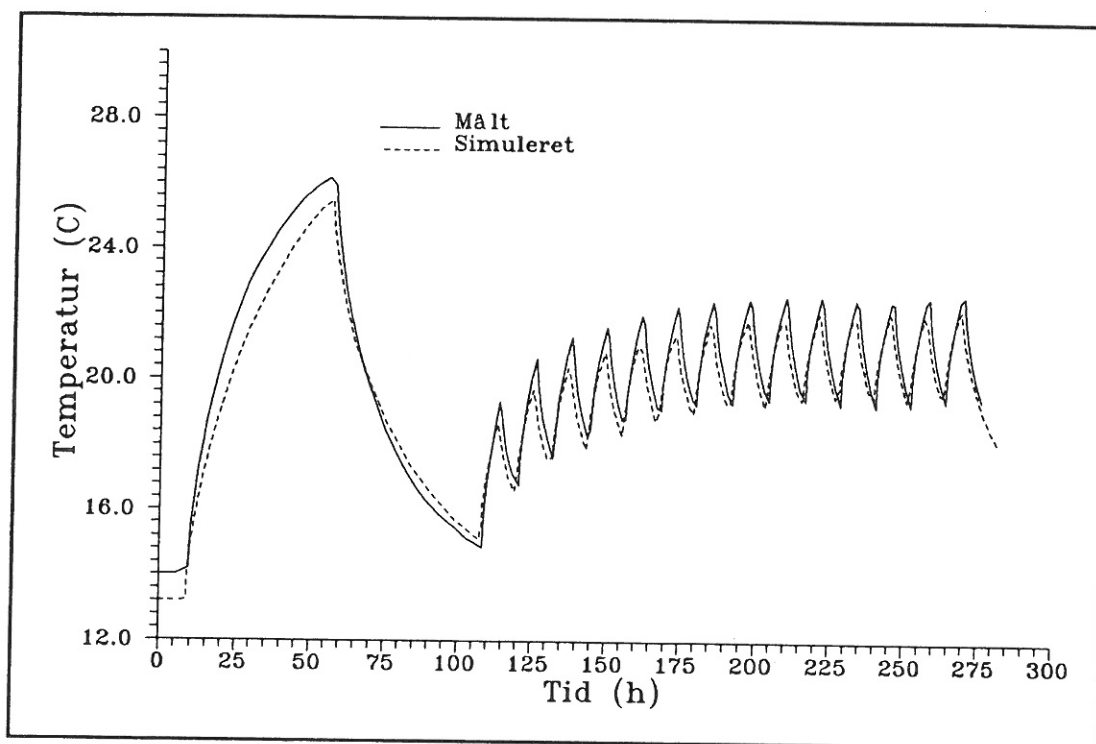
Figur 7.16 Overfladetemperatur på loft (forsøg L200W-2,4).



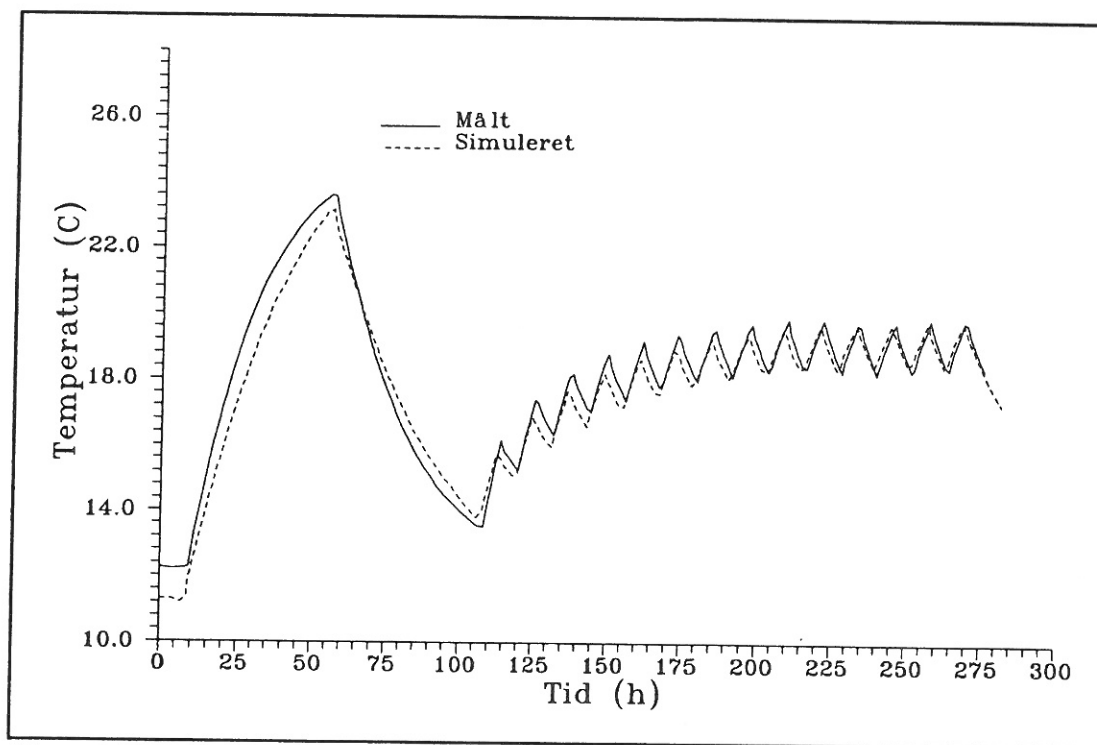
Figur 7.17 Overfladetemperatur på vindue (forsøg L200W-2,4).



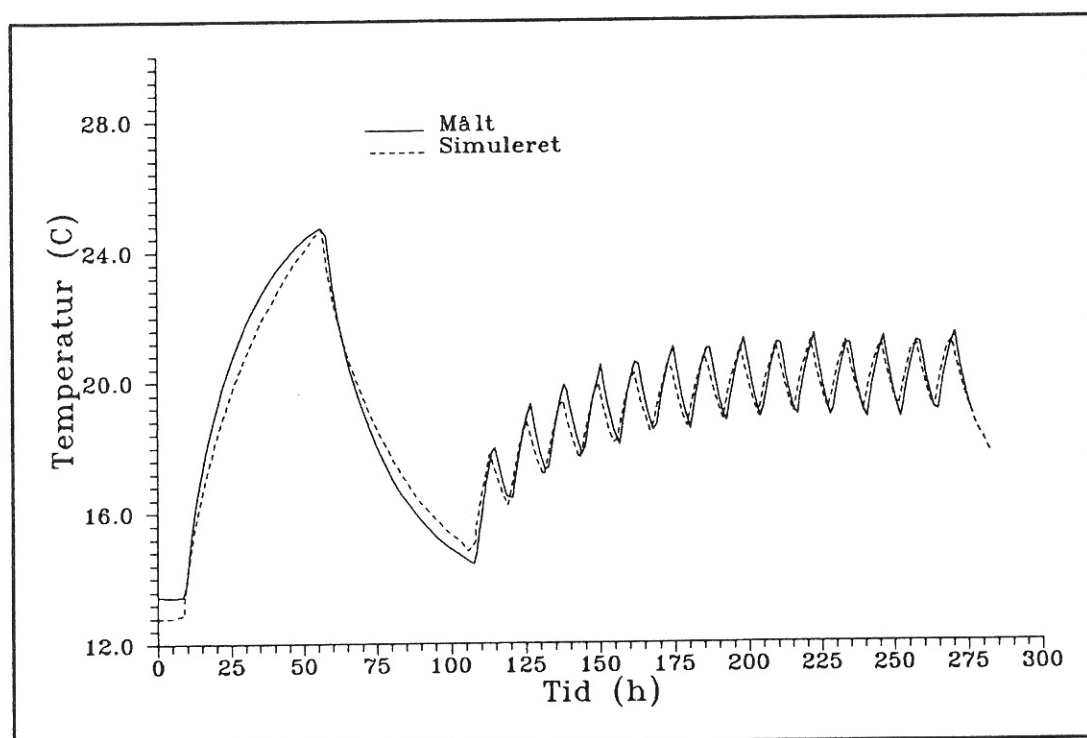
Figur 7.18 Overfladetemperatur på let trævæg 0,6 m over gulv (forsøg S300W-2,4).



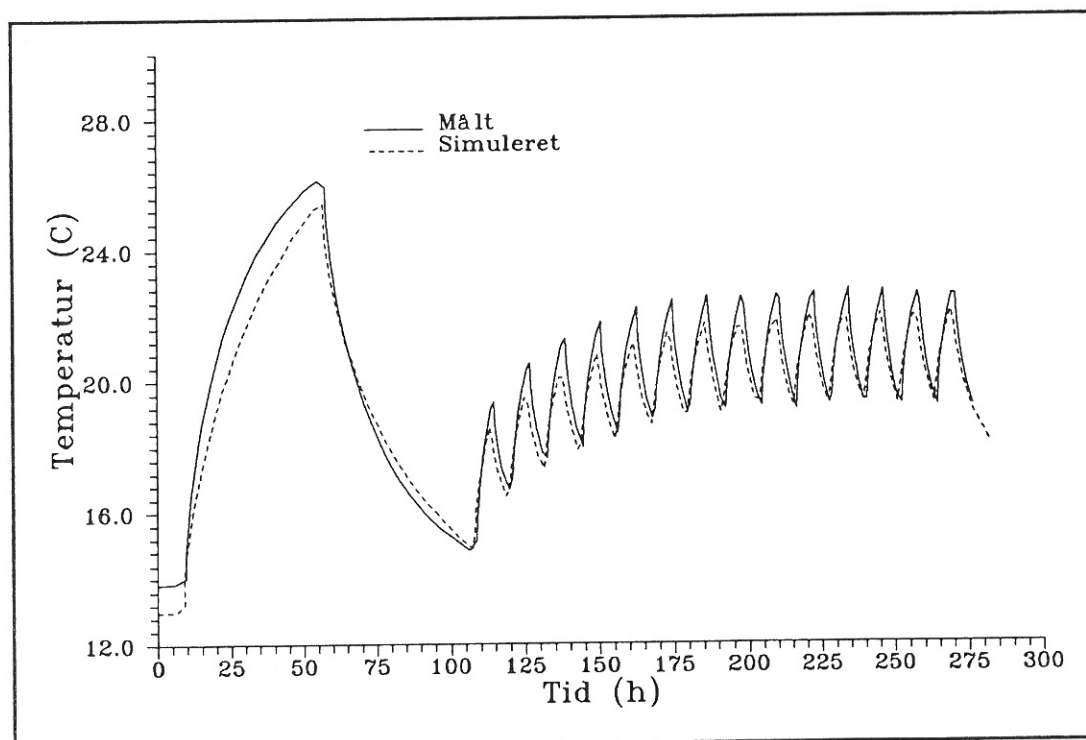
Figur 7.19 Overfladetemperatur på let trævæg 1,8 m over gulv (forsøg S300W-2,4).



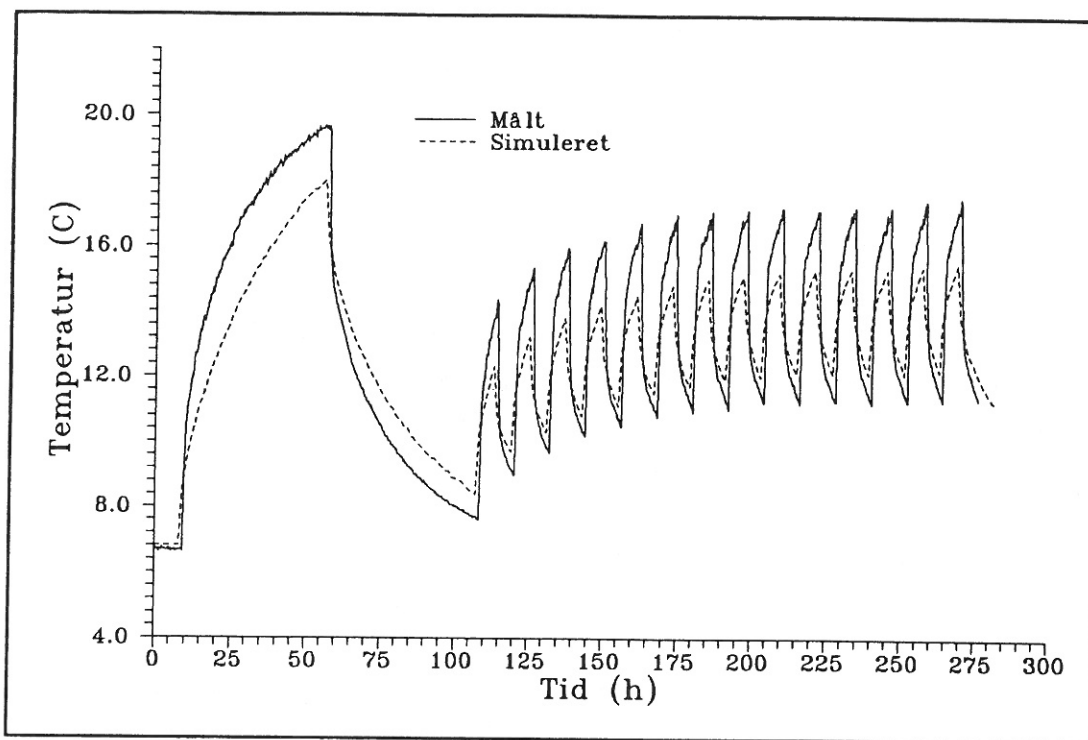
Figur 7.20 Overfladetemperatur på teglstensvæg 0,6 m over gulv (forsøg S300W-2,4).



Figur 7.21 Overfladetemperatur på gulv (forsøg S300W-2,4).



Figur 7.22 Overfladetemperatur på loft (forsøg S300W-2,4).



Figur 7.23 Overfladetemperatur på vindue (forsøg S300W-2,4).

Sammenligningen af den målte og simulerede vægoverfladetemperatur i den nedre zone (figur 7.5, 7.7, 7.12, 7.14, 7.18 og 7.20) viser for alle forsøg en meget god overensstemmelse. Ved forsøg L200W-2,4 og S300W-2,4 viser det for teglstensvæggens vedkommende (figur 7.14 og 7.20), at der ved forsøgets start simuleres lidt for lave temperaturer (0,4 - 0,6 °C), hvilket medfører, at de beregnede temperaturer i starten af simuleringen ligger lidt under de målte.

I den øvre zone for forsøg L400W-3,3 viser den tilsvarende sammenligning for væggene (figur 7.6 og 7.8), at den simulerede overfladetemperatur ligger lidt (0,2 - 0,8 °C) under den målte temperatur. Denne forskel, som er mest udpræget under opvarmningsperioden, kan til dels skyldes, at den simulerede lufttemperatur, som væggen er forbundet med, er beregnet i højden 2,05 m over gulv (tabel 7.1), hvilket er lidt under den målte, som er registreret 2,25 m over gulv.

For forsøg L200W-2,4 og S300W-2,4 er der i den øvre zone en lidt bedre temperatur-overensstemmelse for den lette trævæg. For teglstensvæggens vedkommende er den tilsvarende sammenligning, som tidligere beskrevet, ikke muligt.

Ved sammenligning af gulvoverfladetemperaturerne viser disse, at de simulerede tem-

peraturer (figur 7.9, 7.15 og 7.21) passer godt overens med de målte gulvtemperaturer (maksimal afvigelse ca. 1,0 °C). Her er der tidligere i /13/ ved simulering med Suncode i den oprindelige version konstateret noget større afvigelse.

For loftoverfladens vedkommende (figur 7.10, 7.16 og 7.22) viser simuleringerne ligeledes en pæn overensstemmelse, når der sammenlignes med de målte temperaturer, hvor der i /13/ er fundet op til dobbelt så store afvigelser. Den største afvigelse på ca. 1,0 °C mellem den simulerede og målte loftstemperatur er fundet ved forsøg L400W-3,3 (figur 7.10). Det er også forventet, at afvigelsen er størst ved netop dette forsøg, da lufttemperaturen i den øvre zone her er beregnet 1,1 m under loftoverfladen, mens den for de to andre forsøg kun er beregnet 0,65 m under loftet.

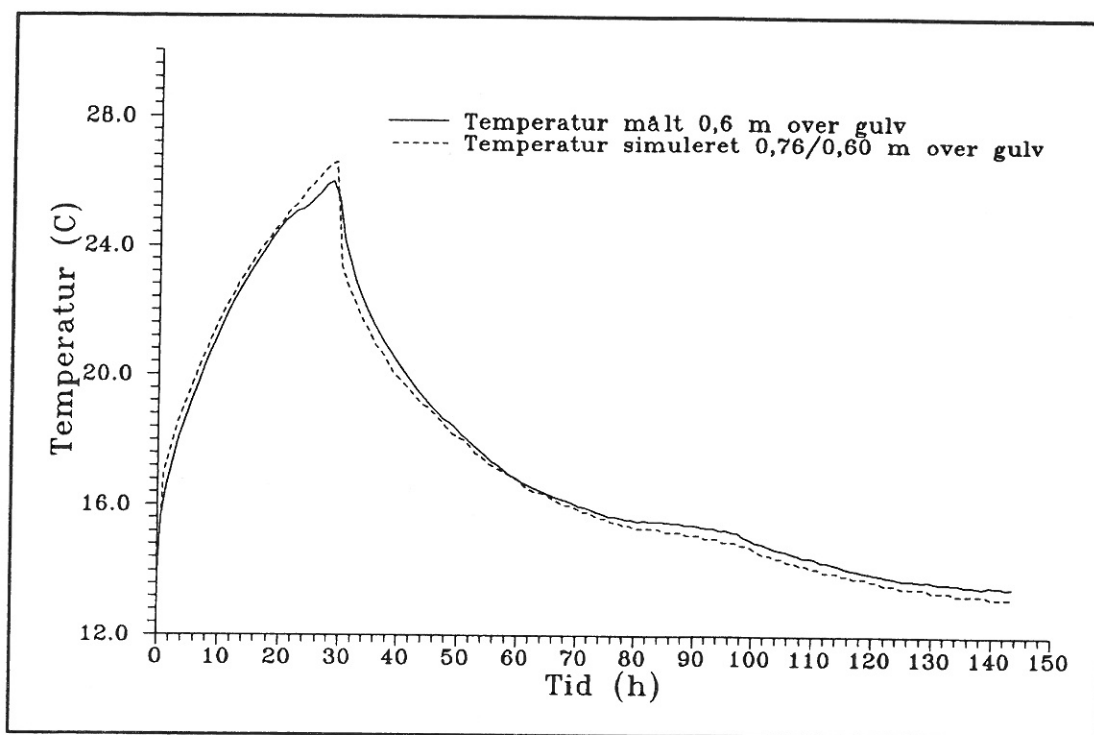
På figur 7.11 er der for forsøg L400W-3,3 vist de målte og simulerede overfladetemperaturer på vinduet. Denne sammenligning viser en pæn overensstemmelse med en maksimal afvigelse på ca. 0,7 °C. Ved de to andre forsøg (figur 7.17 og 7.23) viser den tilsvarende sammenligning derimod, at de simulerede overfladetemperaturer på vinduet ikke kan følge de målte under opvarmningsperioderne. Her ligger den maksimale afvigelse ved forsøg L200W-2,4 på ca 1,5 °C, og ved forsøg S300W-2,4 er den tilsvarende afvigelse ca. 2,2 °C. Ved forsøg S300W-2,4, der har den største temperaturafvigelse, har det været nødvendigt at multiplicere det for vinduet beregnede varmeovergangstal (formel 6.13) med faktoren 1,5 for at opnå en acceptabel beregning af vinduets overfladetemperatur.

Med hensyn til beregning af overfladetemperaturerne konkluderes det generelt, at der er god overensstemmelse mellem de målte og simulerede data. Gulv- og loftstemperaturerne, som normalt regnes henholdsvis for høje og for lave /13/, er mere nøjagtigt bestemt med den nye to-zone model. Vinduestemperaturerne beregnes ikke helt tilfredsstillende, idet der her er afvigelser på op til godt 2 °C. Dette skyldes blandt andet, at overfladetemperaturen på vinduet beregnes på baggrund af zonetemperaturen, udetemperaturen og den samlede varmeledningsmodstand. I det fysiske tilfælde, hvor el-radiatoren normalt er placeret under vinduet, stiger den varme plumen op forbi vinduet, hvorfor zonetemperaturen burde erstattes af den opstigende plumens temperatur.

7.4 Sammenligning af målte og simulerede lufttemperaturer og vertikale temperaturgradienter

I det efterfølgende afsnit er der for de tre forsøg foretaget en sammenligning af de be-

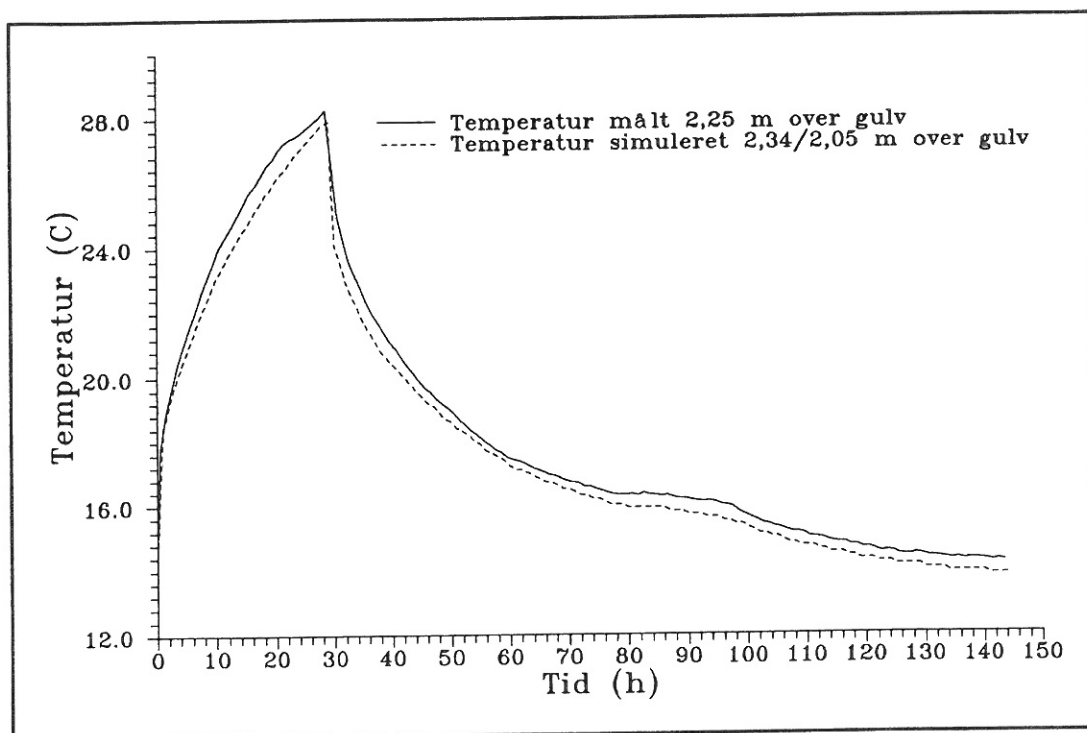
regnede lufttemperaturer i henholdsvis den nedre og øvre zone af rummet. På baggrund af de beregnede temperaturer og de dimensionsløse konstanter (tabel 7.2) anvendt i formel 7.5 er der beregnet en række vertikale temperaturgradienter. Disse gradienter er ligeledes i det efterfølgende afsnit grafisk sammenlignet med de tilsvarende målte gradienter.



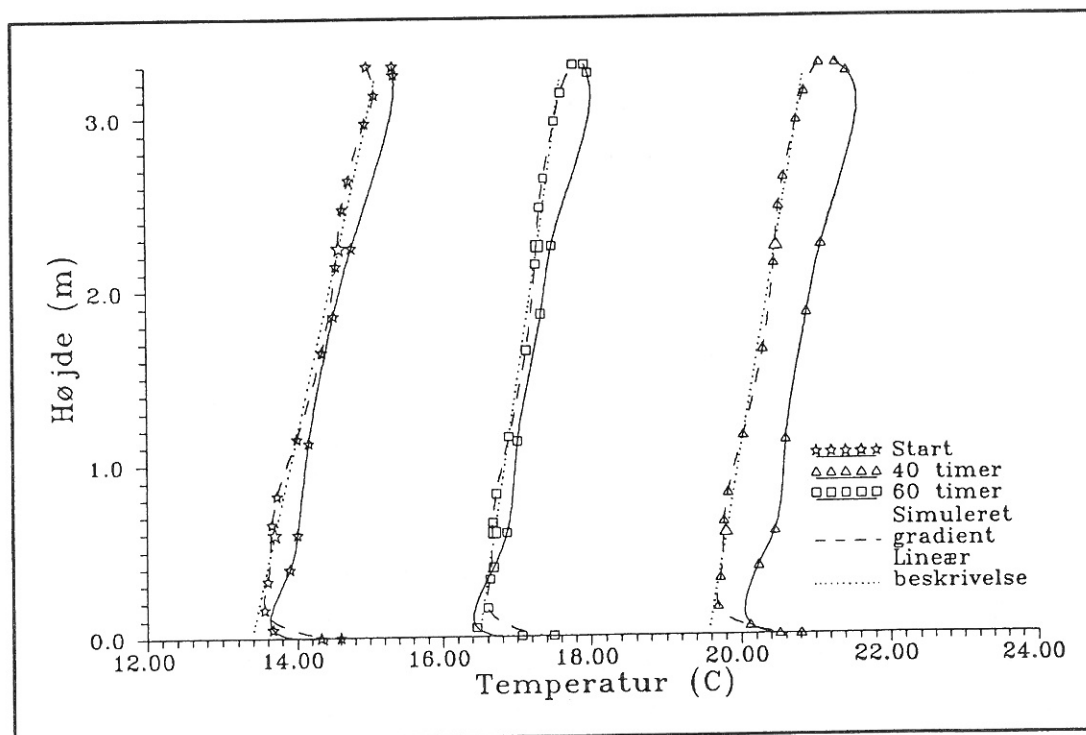
Figur 7.24 Lufttemperaturer målt og simuleret i den nedre rumzone (forsøg L400W-3,3).

På figur 7.24 og 7.25 er de målte og simulerede lufttemperaturer for den nedre og øvre rumzone sammenlignet. I den nedre rumzone er overensstemmelsen mellem de målte og beregnede temperaturer særdeles tilfredsstillende. Under opvarmningsperioden er den simulerede temperatur beregnet 0,6 m over gulvet (tabel 7.1), hvilket er lig højden for den målte temperatur. Lufttemperaturen under den efterfølgende afkølingsperiode er beregnet 0,76 m over gulvet, hvilket er 0,16 m over de målte temperaturer, men da gradienten (figur 7.26) under afkølingsperioden er lille, er den reelle betydning af denne højdeforskel ikke særlig stor. Det kan alligevel konstateres, at de simulerede temperaturer under afkølingsperioden burde ligge lidt over de målte temperaturer.

I den øvre rumzone (figur 7.25) ses det, at de simulerede temperaturer er lidt mindre end de målte. For opvarmningsperiodens vedkommende er den beregnede temperatur placeret 2,05 m over gulvet, hvilket er 0,20 m under den målte. Dette betyder, at de



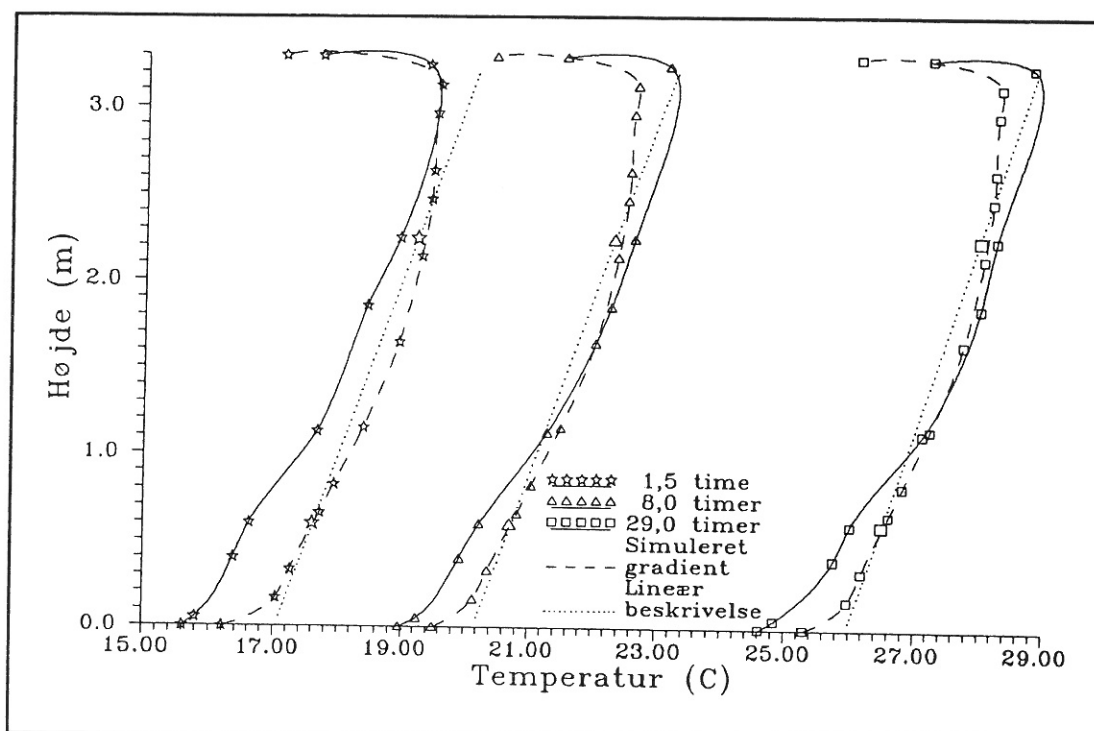
Figur 7.25 Lufttemperaturer målt og simuleret i den øvre rumzone (forsøg L400W-3,3).



Figur 7.26 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under afkølingsperioden (forsøg L400W-3,3).

målte temperaturer også bør være større end de simulerede. Under afkølingsperioden er de simulerede temperaturer beregnet 0,09 m over den målte, hvorfor de burde være højere end de målte temperaturer. Her ses det, at det modsatte er tilfældet, men det skal i øvrigt bemærkes, at det som for den nedre zone gælder, at gradienten under afkølingsperioden er lille, hvorfor temperaturforskellen over den korte afstand er lille. De aktuelle forskelle mellem de målte og beregnede lufttemperaturer er maksimalt omkring 0,5 °C.

På figur 7.26 og 7.27 er der for afkølings- og opvarmningsperioden vist udvalgte beregnede og målte temperaturgradienter. For hvert tilfælde er der vist to beregnede gradienter, hvor den stiplede kurve markerer en gradient beregnet på baggrund af formel 7.5, mens den prikkede linie er den tilsvarende lineære beskrivelse alene beskrevet ved de to simulerede temperaturer i henholdsvis den nedre og øvre rumzone.



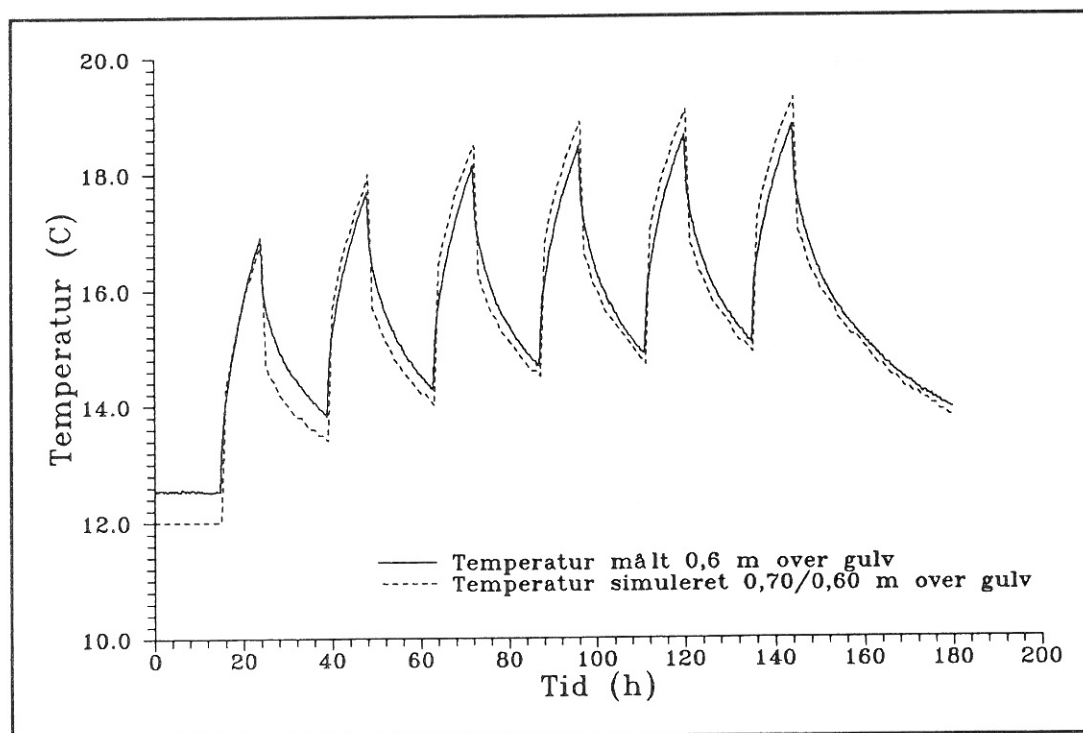
Figur 7.27 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under opvarmningsperioden (forsøg L400W-3,3).

Af figur 7.26 ses det, at den største afvigelse mellem den målte og den simulerede gradient forekommer 40 timer efter forsøgsstart. Her kan det ifølge figur 7.24 og 7.25 ses, at dette blandt andet skyldes, at modellen i starten af afkølingsperioden beregner et momentant lufttemperaturfald, der i forhold til det målte er lidt for stort. Dette giver

ca. $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ temperaturforskel mellem de målte og simulerede lufttemperaturer. I øvrigt ses det, at den lineære gradientbeskrivelse er lige så god som beskrivelsen beregnet ved formel 7.5.

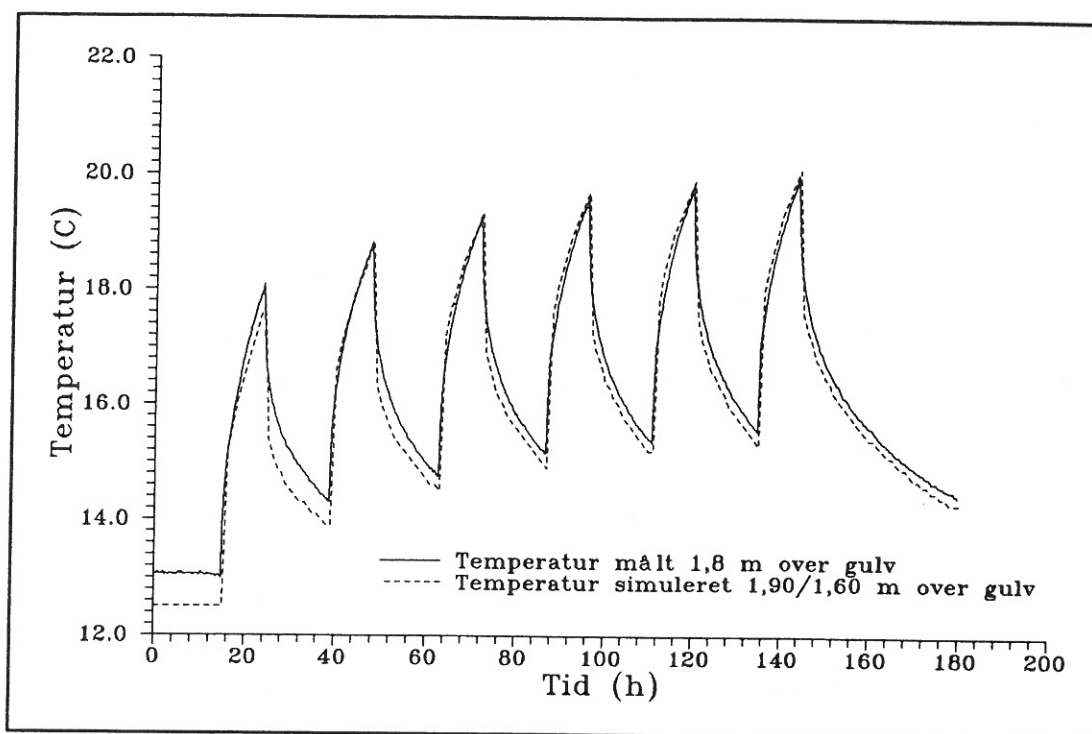
Under opvarmningsperioden (figur 7.27) har de simulerede gradienter ikke så stor hældning som de målte, hvilket skyldes, at de beregnede temperaturforskelle mellem den øvre og nedre zone generelt er lidt mindre end de målte. Det ses også, at gradienternes øvrige udseende er meget lig de målte temperaturgradienters. Den tilsvarende lineære gradient giver under opvarmningen stadig et rimeligt billede af det vertikale temperaturforløb i rummet.

For forsøg L200W-2,4 er der ligesom ved forsøg L400W-3,3 god overensstemmelse mellem de målte og simulerede lufttemperaturer (figur 7.28 og 7.29). Her kan det, som for overfladetemperaturernes vedkommende, observeres, at der ved simuleringens start beregnes lidt for lave starttemperaturer. Her gælder det både for den nedre og den øvre rumzone, at de simulerede starttemperaturer er ca. $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ lavere end de målte lufttemperaturer.

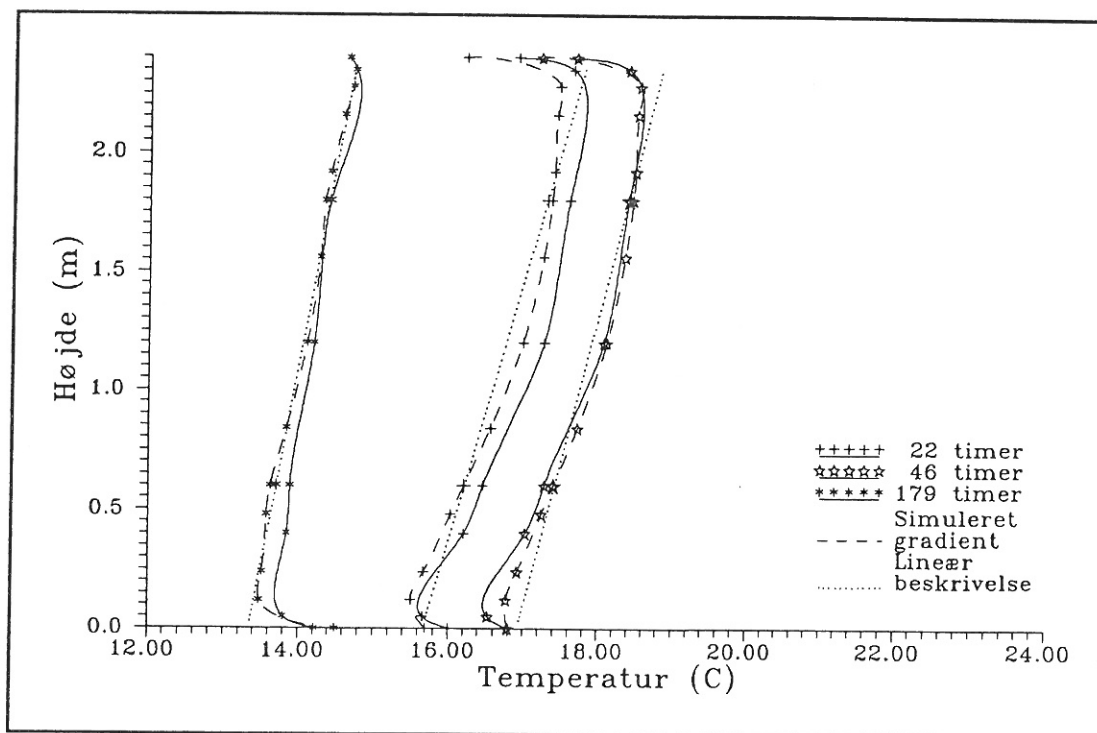


Figur 7.28 Lufttemperaturer målt og simuleret i den nedre rumzone (forsøg L200W-2,4).

Det lavere temperaturudgangspunkt følger simuleringen i de første 60 - 80 timer, hvorefter forskellene mellem de målte og simulerede temperaturer er stabiliserede. For den



Figur 7.29 Lufttemperaturer målt og simuleret i den øvre rumzone (forsøg L200W-2,4).

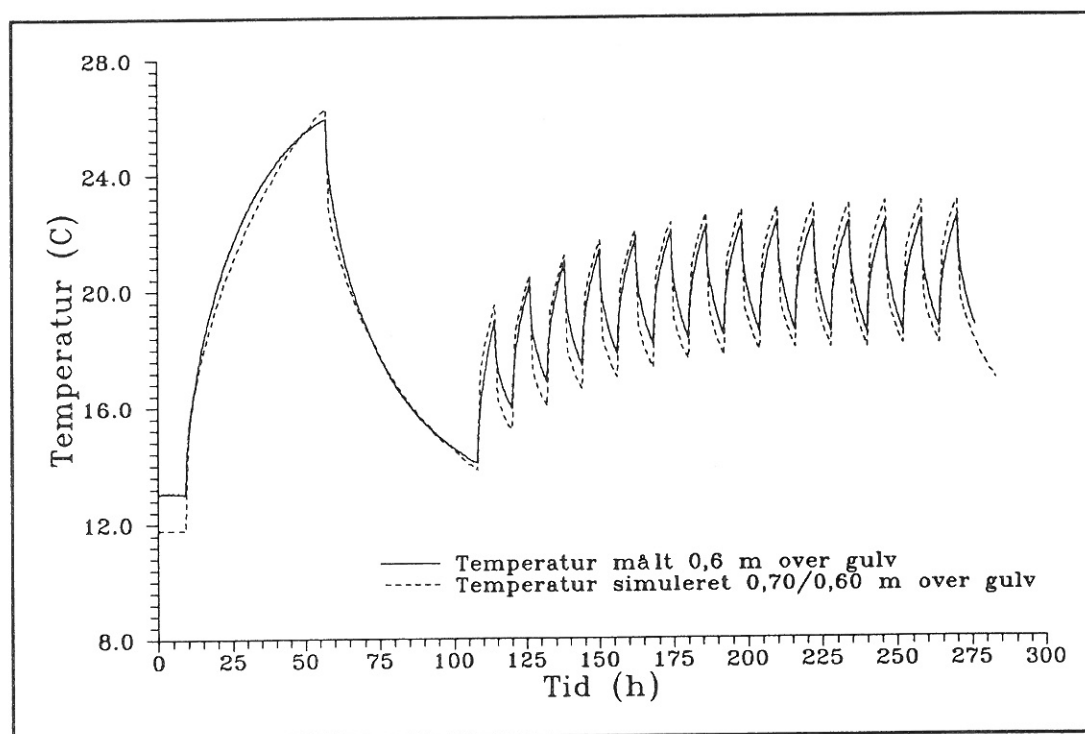


Figur 7.30 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under opvarmnings- og afkølingsperioder (forsøg L200W-2,4).

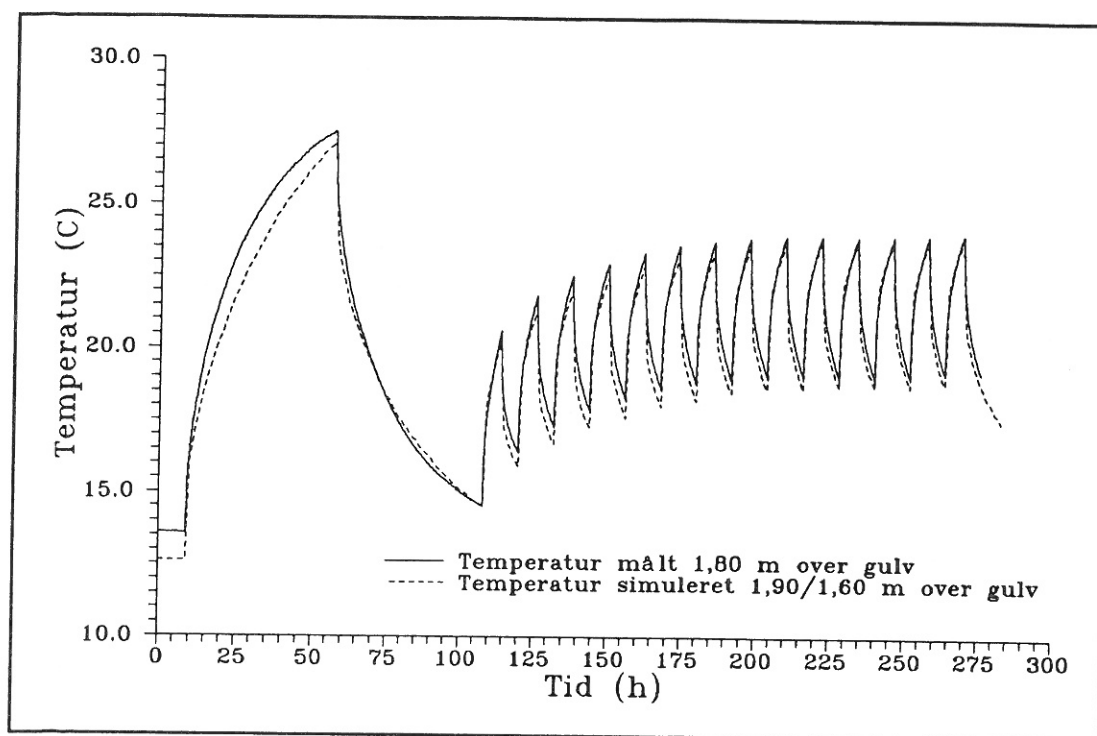
nedre zone gælder det, at det beregnede temperaturforløb under afkølingsperioderne ligger lidt under det målte, mens det simulerede temperaturforløb under opvarmningsperioderne ligger lidt over det målte forløb. For den øvre zone er der faktisk fuld overensstemmelse under opvarmningsperioderne, mens temperaturerne under afkølingsperioderne også her simuleres lidt lavere end de måles.

For dette forsøg er der på figur 7.30 vist tre vertikale temperaturgradienter. Overensstemmelsen mellem de beregnede og målte gradienter er fuldt tilfredsstillende, men det ses også her, at en lineær beskrivelse stadig er en god tilnærmelse af de virkelige temperaturforhold.

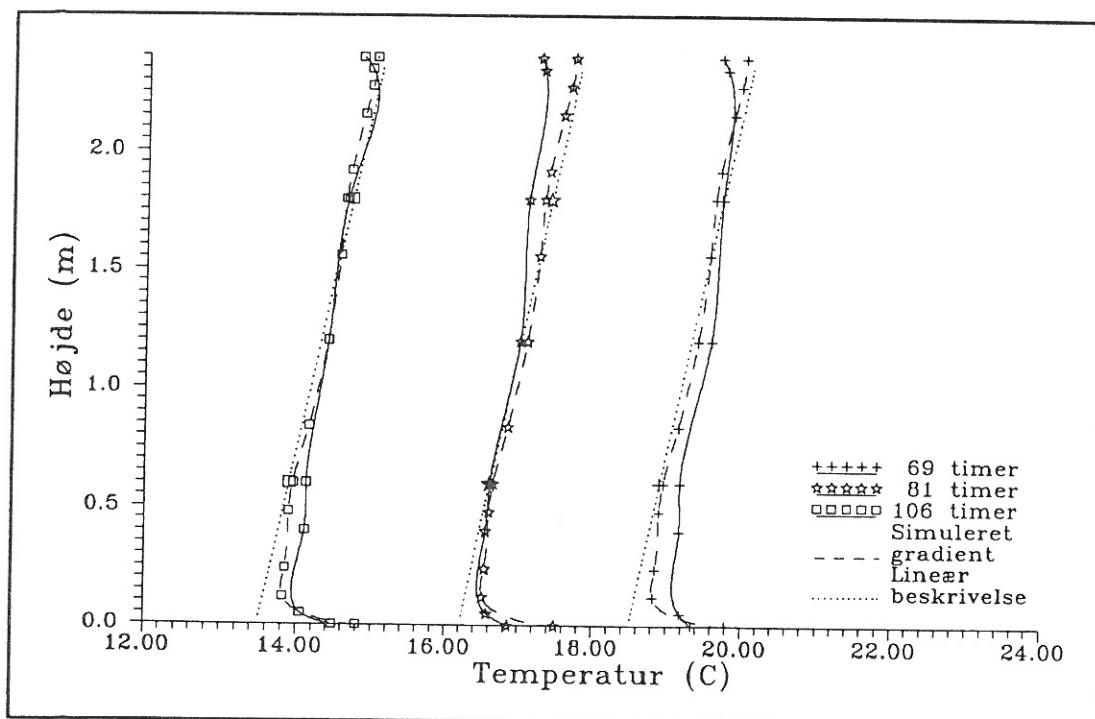
Ved forsøg S300W-2,4 konstateres de samme forhold omkring starten af simuleringen. Her ligger de simulerede lufttemperaturer også ca. 1 ° C under de målte. Dette forhold slår kraftigst igennem i den øvre rumzone (figur 7.32), hvor lufttemperaturerne i den første opvarmningsperiode ligger under de målte temperaturer. For den resterende simulering med periodisk opvarmning ses det i den nedre zone (7.31), at amplituden af temperatursvingningerne er lidt større ved simuleringerne end ved målingerne. Dette forhold er det samme som ved forsøg L200W-2,4.



Figur 7.31 Lufttemperaturer målt og simuleret i den nedre rumzone (forsøg S300W-2,4).



Figur 7.32 Lufttemperaturer målt og simuleret i den øvre rumzone (forsøg S300W-2,4).

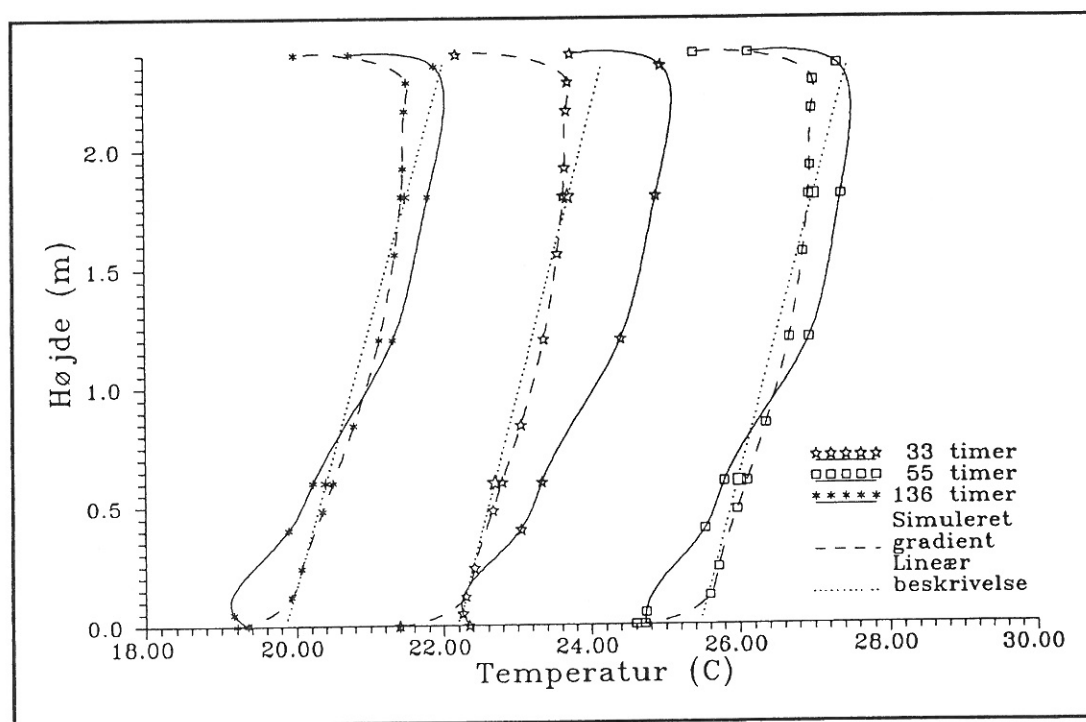


Figur 7.33 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under afkølingsperioder (forsøg S300W-2,4).

I den øvre rumzone ses det også, at temperaturforholdene er helt sammenlignelige med forsøg L200W-2,4. Her er der næsten fuld temperatursammenfald under opvarmningsperioderne, mens der under afkølingsperioderne beregnes lidt for lave lufttemperaturer.

Figur 7.33 og 7.34 viser henholdsvis gradienter målt og beregnet under afkølings- og opvarmningsperioderne. Under afkølingsperioderne er der fin overensstemmelse mellem de målte og beregnede gradienter. For opvarmningsperioderne er de beregnede gradienter af samme udseende som de målte, men den beregnede lufttemperaturforskel mellem gulv og loft er mindre end den målte forskel (samme forhold som ved forsøg L400W-3,3).

Som ved de andre forsøg gælder det, at de lineære gradienter, der alene er bestemt ved de simulerede temperaturer i henholdsvis den nedre og øvre rumzone, giver et godt billede af rummets vertikale temperaturforhold.



Figur 7.34 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under opvarmningsperioder (forsøg S300W-2,4).

8. KONKLUSION OG FORSLAG TIL FREMTIDIG FORSKNINGSINDSAT

I nærværende projekt er de termiske forhold undersøgt eksperimentelt for varmebelastede rum, hvor det hovedsageligt er de konvektive strømninger, som forårsager luftbevægelserne i lokalet. Med baggrund i forsøgsresultater fra de radiatoropvarmede klimakammer er det vist, at der kan beskrives to dimensionsløse vertikale temperaturgradienter for henholdsvis opvarmnings- og afkølingssituationer. De dimensionsløse temperaturgradienter kan danne grundlag for bestemmelse af den virkelige "hovedtemperaturgradient", når blot to temperaturer på denne er bestemt.

Derefter er der på baggrund af eksisterende teoretiske udtryk for konvektive luftbevægelser langs flader og over varmekilder opstillet en teoretisk model, der beskriver de konvektive luftstrømninger og dermed energistrømme, der på grund af temperaturforskelle udveksles mellem en øvre og nedre rumzone.

Modellen for konvektive luftstrømninger er implementeret i det termiske bygnings-simuleringsprogram Suncode, som i den modificerede form er i stand til at beregne to middellufttemperaturer i det simulerede rum svarende til en middeltemperatur i en øvre rumzone og en middeltemperatur i en nedre rumzone. Med baggrund i kendskabet til de dimensionsløse gradienter er det muligt at bestemme i hvilke højder, de simulerede temperaturer er beregnet, og det er muligt at bestemme udseendet af det vertikale lufttemperaturforløb i det simulerede lokale.

8.1 Konklusion

Der argumenteres i indledningen til dette projekt for, at det er sandsynligt, at der eksisterer en form for lighedannedhed mellem enhver vertikal "hovedtemperaturgradient" i det fri rum, hvor strømningerne alene er forårsaget af konvektive luftbevægelser langs flader og over varmekilder.

"Hovedtemperaturgradienten" i det fri rum er her tænkt som den temperaturgradient, der ikke direkte er påvirket af lokale konvektive strømninger, hvilket betyder, at gradienten kun er bestemt i passende afstand fra overflader og varmekilder.

Resultatet af forsøgene i de radiatoropvarmede rum viser, at der i en passende afstand svarende til ca. 0,6 m fra gulv og loft er et tilfredsstillende fællesforløb for de målte temperaturgradienter, når disse er gjort dimensionsløse efter to målte temperaturer og de indgående højder, som beskrevet ved formel 3.1 og 3.2. I forsøgene er gradienterne målt i en fast afstand fra væggene på ca. 1,2 m. I denne afstand har væggene øjensynligt ikke direkte indflydelse på gradienternes udseende.

For lufttemperaturerne, som ligger nærmere end ca. 0,6 m fra gulv og loft, er der en utilfredsstillende stor spredning mellem de dimensionsløse temperaturer. Dette skyldes, at lufttemperaturen i området nær gulv- og loftoverfladen er direkte påvirket af overfladetemperaturen. Da overfladetemperaturen i perioder med opvarmningsbehov ofte er lavere end lufttemperaturen nær fladen og omvendt i temperatursænkingsperioder, betyder det, at lufttemperaturer nær vandrette overflader påvirkes forskelligt, alt efter om det er en temperaturstignings- eller en temperatursænkingsperiode.

Lufttemperaturen i området op til 0,6 m over gulvet er i relation til komfortforholdene i opholdszonen særdeles vigtig. Temperaturen i dette område kan bestemmes nøjagtigere, når den dimensionsløse gradient fastlægges på baggrund af lufttemperaturer målt nærmere overfladerne (ca. 0,25 m fra gulv og loft). Dette medfører dog, at den dimensionsløse gradient deles i en gradient for henholdsvis temperatursænkings- og temperaturstigningsperioder, da kurverne parallelforskydes i det område, hvor der ved den anden bestemmelse er sammenfald.

Fordelen ved denne bestemmelse er et bedre sammenfald af de dimensionsløse temperaturer i området nær gulv og loft. Forudsætningen for sammenfaldet af de dimensionsløse temperaturer nær ved gulv og loft er, at overfladetemperaturen for temperaturstigningsperioder er lavere end lufttemperaturen, mens det modsatte skal være gældende under temperatursænkingsperioder.

Det nævnte forhold mellem luft- og overfladetemperatur vil normalt være gældende på grund af konstruktionernes termiske træghed. Men i tilfælde af f.eks. direkte solbestråling af en gulvflade kan modsatte temperaturforhold forekomme. De to dimensionsløse gradienter kan derfor heller ikke anvendes ved specielle opvarmningsformer som gulv- og strålevarme. Som fremtidig indsatsområde kan derfor nævnes en undersøgelse af sammenhængen mellem overfladetemperaturerne på de horisontale flader og den dimensionsløse gradients forskydning.

For normale radiatoropvarmede rum konkluderes det, at de to fundne dimensionsløse

profiler med god tilnærmelse kan anvendes til fastlæggelse af de aktuelle vertikale temperaturforhold ud fra to kendte temperaturer fra henholdsvis den øvre og den nedre rumzone. Det konkluderes desuden, at dette er en bedre bestemmelse af den vertikale temperaturgradient end den tilsvarende lineære beskrivelse, som ofte benyttes, når kun to lufttemperaturer er kendte.

Med kendskabet til de dimensionsløse temperaturgradienter for opvarmnings- og afkølingsperioder er det desuden muligt grafisk at bestemme den vertikale placering af en simuleret temperatur. Grunden hertil er, at de omtalte modeller altid beregner middeltemperaturen i den simulerede zone, uanset om denne er for hele rummet eller for en nedre eller en øvre rumzone.

Af forsøgene i det fortrængningsventilerede klimakammer kan det konkluderes, at forstyrrelserne fra indblæsningsarmaturerne er så store, at beskrivelse af en dimensionsløs gradient ikke umiddelbart er muligt. Dette skyldes, at temperaturen nede ved gulvet er dikteret af blandt andet indblæsningsluftens temperatur og luftmængden samt gulvoverfladens temperatur. Desuden udviser den øvrige fordeling af de vertikale dimensionsløse temperaturer en så stor spredning, at et dimensionsløst temperaturprofil ikke kan anvendes.

Der er udarbejdet en to-zonemodell til beregning af lufttemperaturerne i henholdsvis en øvre og nedre rumzone. Energitransporten mellem de to luftknudepunkter beskrives på baggrund af de frie konvektionsstrømninger i rummet. Årsagen til disse strømninger er temperaturforskelle mellem rummets lodrette begrænsningsflader og rumluften samt konvektionsstrømme over varmekilder. Til beskrivelse af langbølget strålingsudveksling anvendes en simplificeret strålingsmodell, som ikke behøver en geometrisk beskrivelse. Strålingsmodellen forudsætter, at hver enkelt flade strålingsudveksler med en fiktiv flade, hvis areal, emissionstal og temperatur giver omtrent samme varmeoverførsel som ved det rigtige tilfælde med mange flader. Ovennævnte modeller er implementeret i simuleringssprogrammet Suncode.

Det modificerede program er anvendt til simulering af de forsøg, som er udført i de radiatoropvarmede klimakamre. Resultatet af disse simuleringer viser, at overfladetemperaturene på væggene simuleres med en tilfredsstillende overensstemmelse i forhold til de målte vægtemperaturer. Her beregner det modificerede program to middeltemperaturer for hver væg - henholdsvis én for den øvre rumzone og én for den nedre rumzone. Sammenholdes de to middelloverfladetemperaturer for den samme væg, viser de derfor noget om størrelsen af den vertikale temperaturfordeling på væg-

overfladen. Det modificerede program er bedre til at beregne overfladetemperaturer på henholdsvis gulv og loft. Dette er også forventet, da loftoverfladen i den ny udformning af programmet energiudveksler med en øvre zonetemperatur, der naturligvis er højere end den tilsvarende zonetemperatur i den oprindelige model med kun ét luftknudepunkt. Det omvendte er naturligvis gældende for den zonetemperatur, som gulvoverfladen energiudveksler med.

For beregning af overfladetemperaturen på vinduet viser sammenligningerne, at der her ikke er helt tilfredsstillende overensstemmelse. Her kan modellen i fremtiden forbedres ved indførelse af en separat zonetemperatur i radiatorplumen svarende til f.eks. middeltemperaturen i plumen beregnet i skillefladen mellem den øvre og nedre rumzone. Overfladetemperaturen på og transmissionstabet gennem vinduet kan således beregnes på baggrund af denne temperatur og ikke som nu på baggrund af zonetemperaturene i henholdsvis den nedre og den øvre zone.

Beregningerne viser i øvrigt, at de simulerede starttemperaturer under stationær tilstand ligger lidt under de målte. Dette betyder, at de simulerede temperaturer i begyndelsen af simuleringerne generelt beregnes for lave, men det viser sig også, at modellen under det dynamiske temperaturforløb svinger ind og opnår tilfredsstillende overensstemmelse.

Sammenligning af de beregnede og målte lufttemperaturer viser en pæn overensstemmelse, selvom der generelt beregnes lidt mindre lufttemperaturforskel mellem den øvre og den nedre zone, end den der tilsvarende er målt. Dette betyder, at de beregnede vertikale temperaturgradienter har en lidt større hældning end de målte, men i øvrigt svarer gradienternes udseende til de målte i laboratoriet.

Det kan derfor konkluderes, at det er muligt med et tilfredsstillende resultat at benytte en simpel strømningsmodel til beregning af opad- og nedadrettede luftplumer i et dynamisk temperatursimuleringsprogram, selvom det anvendte formelsæt er gældende for beregning af konvektive luftstrømninger under stationære temperaturforhold.

SYMBOLLISTE

A	Areal
B_a	Varmeoverføringstal fra overflade til varmeakkumulerende lag
B_L	Varmeoverføringstal fra ventilationsluft til indeluft
B_o	Varmeoverføringstal fra overflader til indeluft
B_r	Varmeoverføringstal fra omgivende rum til indeluft
B_u	Varmeoverføringstal fra udeluft til indeluft
c	Varmedfylde
c_p	Specifik varmekapacitet ved konstant tryk
C	Varmekapacitet
g	Tyngdeacceleration
G	Massestrøm
G_P	Massestrøm i konvektionsgrænselag ved vægoverflade
h	Vertikal højde
h^*	Dimensionsløs højde
h_z	Zonehøjde
H	Lokalehøjde
l	Længde
m	Luftstrøm
q	Varmedstrøm
Q	Volumenstrøm
Q_k	Volumenstrøm over elradiator
R	Varmedmodstand
S	Varmekapacitet for varmeakkumulerende lag
t	Temperatur

t^*	Dimensionsløs temperatur
t_a	Varmeakkumulerende lags temperatur
t_h	Temperatur i højden h
t_i	Rumtemperatur
$t_{i,j}$	Beregnet temperatur for stedet i til tiden j
t_I	Ventilationsluftens temperatur
t_L	Lufttemperatur
t_N	Temperatur i nedre zone
t_o	Overfladetemperatur
t_r	Omgivende rums temperatur
t_u	Udeluftens temperatur
t_\emptyset	Temperatur i øvre zone
T	Absolut temperatur
U	Varmeoverføringstal
x	Afstand

α_K	Konvektivt varmeovergangstal
α_s	Strålingsmæssigt varmeovergangstal
β	Rumudvidelseskoefficient
ϵ	Emissionstal
λ	Termisk konduktivitet
ρ	Massefylde
σ	Strålingstal
σ_s	Stefan-Boltzmanns konstant
τ	Tid
ν	Kinematisk viskositet

ϕ	Energitilførsel
Ψ	Vinkelforhold

Indices

N	Nedre rumzone
Ø	Øvre rumzone
H	Horisontal flade
V	Vertikal flade
P	Plume

Figurliste

- Figur 1.1 Principdiagram for TEMPFO 4 visende delelementer og deres reguleringsudstyr.
- Figur 1.2 Principdiagram for TSBI, version 2.1 visende delelementer og deres reguleringsudstyr.
- Figur 1.3 TEMPFO 4's og TSBI's termiske rummodel efter elektrisk analogi.
- Figur 1.4 Principdiagram for TSBI3 visende delelementer og deres reguleringsudstyr.
- Figur 1.5 TSBI3's termiske rummodel efter elektrisk analogi.
- Figur 2.1 Plant snit i ikke ventileret klimakammer og positioner for temperaturregistrering.
- Figur 2.2 Plant snit i fortrængningsventileret klimakammer og positioner for temperaturregistrering.
- Figur 3.1 Lufttemperaturvariationer målt under forsøg L400W-3,3.
- Figur 3.2 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg L400W-3,3 (under opvarmningsperioden).
- Figur 3.3 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg L400W-3,3 (under afkølingsperioden).
- Figur 3.4 Lufttemperaturvariationer målt under forsøg L200W-2,4.
- Figur 3.5 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg L200W-2,4 (under opvarmnings- og afkølingsperioder).
- Figur 3.6 Lufttemperaturvariationer målt under forsøg S300W-2,4.
- Figur 3.7 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg S300W-2,4 (under opvarmningsperioder).
- Figur 3.8 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg S300W-2,4 (under afkølingsperioder).
- Figur 3.9 Vertikale temperaturgradienter fra forsøg L400W-3,3, L200W-2,4 og S300W-2,4 efter subtraktion af lufttemperaturen målt 0,6 m over gulv (opvarmningsperioder).
- Figur 3.10 Vertikale temperaturgradienter fra forsøg L400W-3,3, L200W-2,4 og S300W-2,4 efter subtraktion af lufttemperaturen målt 0,6 m over gulv (afkølingsperioder).
- Figur 3.11 Dimensionsløs temperaturgradient for opvarmningsperioder (0,25/0,75).

- Figur 3.12 Dimensionsløs temperaturgradient for afkølingsperioder (0,25/0,75).
- Figur 3.13 Dimensionsløs temperaturgradient for opvarmningsperioder (0,1/0,9).
- Figur 3.14 Dimensionsløs temperaturgradient for afkølingsperioder (0,1/0,9).
- Figur 3.15 Dimensionsløs temperaturgradient for opvarmnings- og afkølingsperioder (0,1/0,9).
- Figur 3.16 Vertikale temperaturgradienter målt af Parczewski og Renzi i kubisk testcelle.
- Figur 3.17 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt af Parczewski og Renzi i kubisk testcelle.
- Figur 3.18 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt af Parczewski og Renzi i kubisk testcelle med strålevarmeloft.
- Figur 3.19 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg P400W-Q350-16.
- Figur 3.20 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt under forsøg P400W-Q350-16.
- Figur 3.21 Vertikale temperaturgradienter målt under forsøg F400W-Q600-16.
- Figur 3.22 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt under forsøg F400W-Q600-16.
- Figur 3.23 Vertikale temperaturgradienter målt under andre forhold i fortrængningsventilerede klimarum.
- Figur 3.24 Sammenligning af dimensionsløse temperaturgradienter (0,1/0,9) og dimensionsløse temperaturer målt under andre forhold i fortrængningsventilerede klimarum.
- Figur 4.1 En-dimensional varmeledning gennem isotropt fast materiale.
- Figur 4.2 Beregning af temperaturen i tidssteppet $j+1$ på baggrund af temperaturer i tidssteppet j .
- Figur 5.1 Forbindelser mellem luftknudepunkt og overflader ved en- og to-zone modeller.
- Figur 5.2 Kuldenedfald langs flade når lufttemperaturen er højere end overfladetemperaturen.
- Figur 5.3 Nedad- og opadrettet strømning langs samme flade.
- Figur 5.4 Naturlig konvektion over en koncentreret varmekilde.
- Figur 5.5 Volumenstrøm over elradiator.
- Figur 5.6 Model for luftbevægelse mellem øvre og nedre rumzone.
- Figur 5.7 Model for konvektiv energiudveksling mellem øvre og nedre rumzone.

- Figur 5.8 Middeltemperaturer med indgående højder fundet ved arealbetragtninger omkring målte temperaturkurver (opvarmningsperioder).
- Figur 5.9 Middeltemperaturer med indgående højder fundet ved arealbetragtninger omkring den dimensionsløse temperaturgradient (opvarmning 0,1/0,9).
- Figur 5.10 Vertikale temperaturer som funktion af den dimensionsløse højde.
- Figur 6.1 Oversigt over Suncode-modulerne med tilknyttede filer.
- Figur 6.2 Loads-modulets beregningsprocedure.
- Figur 6.3 Beregning af varmeovergangstal langs vertikale flader.
- Figur 6.4 Loads-modulets ny beregningsprocedure.
- Figur 7.1 Grafisk bestemmelse af middeltemperaturhøjder under afkølingsperioden (simulering af forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.2 Grafisk bestemmelse af middeltemperaturhøjder under opvarmningsperioden (simulering af forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.3 Grafisk bestemmelse af middeltemperaturhøjder under afkølingsperioder (simulering af forsøg L200W-2,4 og S300W-2,4).
- Figur 7.4 Grafisk bestemmelse af middeltemperaturhøjder under opvarmningsperioder (simulering af forsøg L200W-2,4 og S300W-2,4).
- Figur 7.5 Overfladetemperatur på let trævæg 0,6 m over gulv (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.6 Overfladetemperatur på let trævæg 2,25 m over gulv (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.7 Overfladetemperatur på teglstensvæg 0,6 m over gulv (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.8 Overfladetemperatur på teglstensvæg 2,25 m over gulv (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.9 Overfladetemperatur på gulv (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.10 Overfladetemperatur på loft (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.11 Overfladetemperatur på vindue (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.12 Overfladetemperatur på let trævæg 0,6 m over gulv (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.13 Overfladetemperatur på let trævæg 1,8 m over gulv (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.14 Overfladetemperatur på teglstensvæg 0,6 m over gulv (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.15 Overfladetemperatur på gulv (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.16 Overfladetemperatur på loft (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.17 Overfladetemperatur på vindue (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.18 Overfladetemperatur på let trævæg 0,6 m over gulv (forsøg S300W-2,4).
- Figur 7.19 Overfladetemperatur på let trævæg 1,8 m over gulv (forsøg S300W-2,4).
- Figur 7.20 Overfladetemperatur på teglstensvæg 0,6 m over gulv (forsøg S300W-2,4).

- Figur 7.21 Overfladetemperatur på gulv (forsøg S300W-2,4).
- Figur 7.22 Overfladetemperatur på loft (forsøg S300W-2,4).
- Figur 7.23 Overfladetemperatur på vindue (forsøg S300W-2,4).
- Figur 7.24 Lufttemperaturer målt og simuleret i den nedre rumzone (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.25 Lufttemperaturer målt og simuleret i den øvre rumzone (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.26 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under afkølingsperioden (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.27 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under opvarmningsperioden (forsøg L400W-3,3).
- Figur 7.28 Lufttemperaturer målt og simuleret i den nedre rumzone (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.29 Lufttemperaturer målt og simuleret i den øvre rumzone (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.30 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under opvarmnings- og afkølingsperioder (forsøg L200W-2,4).
- Figur 7.31 Lufttemperaturer målt og simuleret i den nedre rumzone (forsøg S300W-2,4).
- Figur 7.32 Lufttemperaturer målt og simuleret i den øvre rumzone (forsøg S300W-2,4).
- Figur 7.33 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under afkølingsperioder (forsøg S300W-2,4).
- Figur 7.34 Vertikale temperaturgradienter målt og simuleret under opvarmningsperioder (forsøg S300W-2,4).

Tabelliste

- Tabel 1.1 Udenlandske programmer til instationær beregning af bygningers temperaturforhold.
- Tabel 2.1 Termiske data for ikke ventileret klimakammer.
- Tabel 2.2 Varmetab fra det varme til det kolde rum for ikke ventileret klimakammer.
- Tabel 2.3 Varmetab fra det varme rum til laboratoriet for ikke ventileret klimakammer.
- Tabel 2.4 Termiske data og varmetab fra fortrængningsventileret klimakammer til laboratoriet.
- Tabel 2.5 Termoelektrisk sensitivitet for termoelementer type K.
- Tabel 2.6 Afstandsforhold mellem måle- og højspændingskabler.
- Tabel 2.7 Fysiske data for elradiatorer.
- Tabel 2.8 Fysiske data for punktkilde.
- Tabel 2.9 Oversigt over udførte forsøg i ikke ventileret klimakammer.
- Tabel 2.10 Oversigt over udførte forsøg i fortrængningsventileret klimakammer.
- Tabel 3.1 Dimensionsløse temperaturer for henholdsvis opvarmning og afkøling (0,1/0,9).
- Tabel 6.1 Empiriske konstanter til anvendelse i formel 6.13.
- Tabel 7.1 Middeltemperaturhøjder for de simulerede forsøg.
- Tabel 7.2 Dimensionsløse temperaturer beregnet for de simulerede højder.

REFERENCER

- /1/ Tempfo4
Bo Andersen
Statens Byggeforskningsinstitut
SBI-rapport 93, København 1974, Teknisk Forlag A/S
- /2/ Tsb1
Karl Grau, Kjeld Johnsen, Bo Andersen
Statens Byggeforskningsinstitut, Hørsholm 1985
- /3/ Tsb13 (foreløbig brugervejledning)
Kjeld Johnsen, Jørgen E. Christensen, Karl Grau
Statens Byggeforskningsinstitut, Hørsholm 1991
- /4/ Edb-programmer til beregning af passiv solvarme
Jørgen Erik Christensen
DtH, Laboratoriet for Varmeisolering
Meddelelse nr. 185, 1987
- /5/ Hydrodynamik
Jørgen Fredsø
Den private Ingeniørfond, DtH
- /6/ Temperature distributions and air movements in rooms with a convective heat source
A. T. Howarth
Department of Building, University of Manchester, Institute of Science and Technology, 1983
- /7/ Scale model studies of temperature distributions in internally heated enclosures
K. I. Parczewski, P. N. Renzi
ASHRAE Journal, 1963
- /8/ Thermal plumes in ventilated rooms
Peter Kofoed
AUC, Institutet for Bygningsteknik, Ph.D. thesis, 1991

- /9/ Fortrængningsventilation med varmekilder og forureningskilde
H. Brohus, B. Bøgh, F. Mogensen, T. Thomsen
AUC, projektrapport, 9. semester 1991. Vejleder: Peter V. Nielsen

- /10/ Specifications of testcase G (Displacement ventilations)
A. D. Lemaire
IEA annex 20: Testcase G, Research Item 1.47.,
report no. AN20.1-NL-90-TNO-TPD08

- /11/ Energy simulations in building design
J. A. Clarke
Published by Adam Hilger Ltd.

- /12/ Dynamisk varmetransmission og stofoverføring
M. Steen-Thøde
AUC, Instituttet for Bygningsteknik, 1984

- /13/ Termisk komfort ved periodisk opvarmning
Anders Møller, Heine Overby
AUC, M.Sc. Afgangprojekt 1987. Vejleder: Louis Evensen

- /14/ Manual on the use of thermocouples in temperature measurement
Special technical publication 470B
American Society for Testing and Materials (1981)

- /15/ Teknisk meddelanden 74
Institut för Uppvärmnings och Ventilationsteknik
KTH, Stockholm, 1975 vol. 4

- /16/ Varme og klimateknik
Danvak grundbog
Danvak ApS, Teknisk Forlag A/S, København

- /17/ Strømningsforhold i lokaler ventileret efter opblandings-
og fortrængningsprincippet
Per Heiselberg
AUC, Instituttet for Bygningsteknik, Ph.D. thesis 1990

- /18/ Air movement in an enclosure with a single heated wall
A. T. Howarth, A. S. Morton, A. F. C. Sherratt
Journal of the institution of heating and ventilating engineers, 1972 Vol. 40
- /19/ Katalog nr. 2
Frode Pedersen & CO. A/S, 1985
- /20/ A new algorithm for radiant interchange in room loads calculations
George N. Walton
ASHRAE Trans. no. 2599
- /21/ Improved data correlations for buoyancy-driven convection in rooms
F. Alamdari, G. P. Hammond
Building Services Engineering Research & Technology, Vol. 4., no. 3, 1983
- /22/ Termisk stratificering i ikke ventilerede lokaler
Per Møller Mathiesen, Michael Pedersen
AUC, M.Sc. Afgangprojekt 1989.
Vejledere: Heine Overby, Michael Skovgaard
- /23/ Suncode - PC, User Manual
Larry Palmiter m.fl.
Ecotope
2812 East Madison, Seattle WA 98112
- /24/ Termiske luftstrømninger langs vinduer og kolde vægge
P. O. Fanger
Laboratoriet for Opvarmning og Ventilation, DTH
Særtryk i Ingeniøren nr. 19 1964 1. oktober
- /25/ Temperaturgradienter vid olika uppvärmningssystem
Folke Peterson
Tekniska Meddelanden nr. 65, 1975:3 vol. 4
Inst. för Uppvärmnings- och Ventilationsteknik,
KTH, Stockholm

-
- /26/ Termisk stråling
Sven Hadvig
Polyteknisk forlag, 1986
- /27/ Comparison between Operative and Equivalent Temperature under typical
Indoor Conditions
T. L. Madsen m.fl.
Laboratoriet for Varmeisolering, meddelse nr. 160
DTH, 1984
- /28/ Deplacerande ventilation
Håkon Skistad
VVS-tekniska Förening, Stockholm 1988
- /29/ Calculation of the cooling load by means of a "more-air-points-model"
J. van der Kooi, E. Förch
Delft University of technology
Delft, The Netherlands
- /30/ Calculation of vertical temperature gradients in heated rooms
Heine Overby, M. Steen-Thøde
AUC, Institutet for Bygningsteknik, 1990

RESUMÉ

Projektet omhandler måling og beregning af vertikale temperaturgradienter i radiatoropvarmede rum og måling af tilsvarende gradienter i fortrængningsventilerede lokaler.

På baggrund af en gennemgang af EDB-programmer til beregning af bygningers temperaturforhold viser det sig, at de dynamiske simuleringsprogrammer normalt ikke tager hensyn til rumluftens termiske inhomogenitet. Det forudsættes, at den tilførte energi fordeles homogent i luften, således at luften har samme temperatur overalt i rummet. Ved opbygning af en simuleringsmodel er denne antagelse praktisk, men den er imidlertid aldrig opfyldt. De termiske modeller har altså ikke nogen rigtig model for rumluften; luften er blot et knudepunkt, som forbinder de omgivende flader. Man får derfor ikke nogen oplysninger om, hvorledes temperaturfordelingen er i lokalet. Derudover fordeles den langbølgede stråling mellem overflader af forskellig temperatur ofte via luftknudepunktet, hvilket betyder, at den beregnede luftknudetemperatur bliver en vægtet luft- og overfladetemperatur.

Projektet fokuserer derfor på eksperimentelle og teoretiske undersøgelser af rumluftens termiske inhomogenitet, herunder opbygning og implementering af en to-zone rummodel i det termiske simuleringsprogram Suncode.

I ikke ventilerede rum med radiatoropvarmning og i lokaler med fortrængningsventilation er den mest udprægede temperaturgradient den vertikale. Dette skyldes, at luftbevægelserne i disse lokaler hovedsageligt styres af luftens termisk betingede densitetsforskelle, som forekommer ved overflader og over varmekilder. Den opbyggede temperaturforskel mellem gulv og loft er i disse lokaler derfor hovedsageligt et udslag af luftstrømme langs de indvendige begrænsningsflader. Disse luftstrømme opstår på grund af temperaturforskelle mellem rumluften og overfladerne, f.eks. på grund af varmetab gennem flader mod det fri, varmeafgivelse til luften fra en solbestrålet væg eller konvektionsstrømme over varmekilder m.v.

Gennem laboratorieforsøg udført i radiatoropvarmede klimakamre og ved sammenligning med eksterne forsøg er det vist, at de vertikale temperaturgradienter kan gøres dimensionsløse med hensyn til én temperatur målt i en nedre zone og én målt i en øvre zone samt de indgående højder. På denne måde antager de dimensionsløse gradienter næsten identiske profiler. Der er reelt tale om to dimensionsløse

gradienter henholdsvis én for opvarmningsperioder og én for afkølingsperioder. Dette skyldes, at lufttemperaturerne nær ved gulv og loft påvirkes så markant, at det dimensionsløse profil i dette område delvis styres af overfladetemperaturen.

For normale radiatoropvarmede rum konkluderes det, at de to fundne dimensionsløse profiler med god tilnærmelse kan anvendes til fastlæggelse af de aktuelle vertikale temperaturforhold ud fra to kendte temperaturer i henholdsvis den øvre og den nedre rumzone. Det konkluderes desuden, at dette er en bedre beskrivelse af den vertikale temperaturgradient end den tilsvarende lineære beskrivelse, som ofte benyttes, når kun to lufttemperaturer er kendte.

Med kendskabet til de dimensionsløse temperaturgradienter for opvarmnings- og afkølingsperioder er det desuden muligt grafisk at bestemme den vertikale placering af en simuleret temperatur. Grunden hertil er, at de omtalte modeller altid beregner middeltemperaturen i den simulerede zone, uanset om denne er for hele rummet eller for en nedre eller en øvre rumzone.

Af forsøgene i det fortrængningsventilerede klimakammer kan det konkluderes, at forstyrrelserne fra indblæsningsarmaturerne er så store, at beskrivelse af en dimensionsløs gradient ikke umiddelbart er muligt. Det skyldes, at temperaturen nede ved gulvet er dikteret af blandt andet indblæsningsluftens temperatur og luftmængden samt gulvoverfladens temperatur. Desuden udviser den øvrige fordeling af de vertikale dimensionsløse temperaturer en så stor spredning, at et dimensionsløst temperaturprofil ikke kan anvendes.

Der er udarbejdet en to-zonemodel til beregning af lufttemperaturerne i henholdsvis en øvre og en nedre rumzone. Energitransporten mellem de to luftknudepunkter beskrives på baggrund af de frie konvektionsstrømninger i rummet. Til beskrivelse af langbølget strålingsudveksling anvendes en simplificeret strålingsmodel, som ikke behøver en geometrisk beskrivelse. Strålingsmodellen forudsætter, at hver enkelt flade strålingsudveksler med en fiktiv flade, hvis areal, emissionstal og temperatur giver omtrent samme varmeoverførsel som ved det rigtige tilfælde med mange flader.

Ovennævnte modeller er implementeret i det termiske simuleringsprogram Suncode. Under implementeringen er der foretaget væsentlige ændringer i Suncodes beregningsstruktur. Programmet kan i den modificerede udgave beregne den termiske gradient i rummet baseret på to simulerede lufttemperaturer og de

dimensionsløse temperaturprofiler for henholdsvis opvarmnings- og afkølingsperioder.

Sammenligning af de beregnede og målte lufttemperaturer viser en pæn overensstemmelse, selvom der generelt beregnes lidt mindre lufttemperaturforskel mellem den øvre og den nedre zone, end den der tilsvarende er målt. Dette betyder, at de beregnede vertikale temperaturgradienter har en lidt mindre hældning end de målte, men i øvrigt svarer gradienternes udseende til de målte i laboratoriet.

Det kan derfor konkluderes, at det er muligt med et tilfredsstillende resultat at benytte en simpel strømningsmodel til beregning af opad- og nedadrettede luftplumer i et dynamisk temperatursimuleringsprogram, selvom det anvendte formelsæt er gældende for beregning af konvektive luftstrømninger under stationære temperaturforhold.

Sammenligning mellem den eksperimentelle og den beregningsmæssige del af projektet viser god overensstemmelse, hvorfor fremtidige termiske programmer kan udbygges til at beregne de vertikale temperaturgradienter i stedet for, som i dag, kun at beregne en temperatur for rumluften.

SUMMARY

This project deals with measuring and calculation of vertical temperature gradients in radiator heated rooms and measuring of similar vertical gradients in rooms ventilated by displacement ventilation.

Review of programmes for calculation of temperature conditions in buildings shows that the dynamic simulation programmes normally do not consider the thermal inhomogeneity of the room air. In most programmes it implies that the supplied energy will be spread homogeneously in the air thus the air has the same temperature everywhere in the room. This assumption is practical at construction of a mathematical model but, however, it has never been fulfilled. Thus the dynamic simulation programmes have no real model for the room air; the air node is only a centre which thermally combines the surrounding surfaces. Therefore no information is given of the temperature distribution in the room air. In addition to that the long waved radiation between surfaces of different temperatures is often distributed via the air node, which means that the calculated air node temperature will be a weighted air and surface temperature.

The project focuses therefore on experimental and theoretical examination of the thermal inhomogeneity of the room air including construction and implementation of a two-zone room model in the dynamic simulation programme Suncode.

In non mechanically ventilated rooms with radiator heating and in rooms with displacement ventilation the most distinct temperature gradient is the vertical one. The air temperature differences between floor and ceiling are primarily a result of air movements along the internal boundaries and above heat sources. These air movements arise on account of the temperature differences between the room air and the surfaces e.g. on account of heat loss through surfaces towards the surroundings etc.

Through laboratory experiments carried out in radiator heated test room and by comparison with external tests, it is shown that the vertical temperature gradients made dimensionless, as regards a temperature measured in a lower zone and a temperature measured in an upper zone as well as the heights in which the temperatures are measured, are almost identical. Actually there are two dimensionless gradients, one for heating periods and one for cooling periods, respectively. This is due to the fact that the air temperatures close to the floor and the ceiling are strongly influenced by the

surface temperatures. In this way the dimensionless profile in this area is partly dictated by the surface temperatures.

For normal radiator heated rooms it is concluded that the two dimensionless profiles with good approximation can be used for determination of the actual vertical temperature conditions if only two air temperatures are known, an air temperature in an upper and in a lower zone of the room, respectively. Furthermore, it is concluded that this is a better description of the vertical temperature gradient than a linear description, which is often used when only two air temperatures are known.

Knowing the dimensionless temperature gradients for the heating and the cooling periods it is possible to decide the vertical location of a simulated air temperature. The cause of this is that the mentioned model always calculates the average temperature in the simulated zone irrespective of the fact that this temperature is for the whole room or for a lower or for an upper room zone.

From the experiments in the test room ventilated by displacement ventilation it can be concluded that the influence from the inlet air is so great that description of a dimensionless gradient is not possible. The temperature near the floor is dictated by the inlet air temperature, air flow rate and the floor temperature. Besides, the profiles of the dimensionless vertical temperature gradients show such a large scattering that one dimensionless temperature profile cannot be used.

A two-zone model for calculation of the air temperatures in an upper and in a lower room zone has been worked out. The energy transport between the two air nodes is described in the light of the free convection in the room. For description of the long waved radiation is used a simplified model which does not need a geometric description of the room. The model for calculation of the radiant interchange in the room is built upon the idea that each surface radiates to a fictitious surface which has an area, emissivity, and temperature causing almost the same heat transfer from the surface as the real multi-surface case.

The above-mentioned models are implemented into the dynamic simulation programme Suncode. For implementation there have been made substantial changes in the calculation structure of Suncode. The programme is in the modified edition able to calculate the thermal gradient in the room based on two simulated air temperatures and on the dimensionless temperature profiles for heating and cooling periods, respectively.

Comparison of the calculated and the measured air temperatures shows good agreement, with the calculated air temperature difference between the upper and the lower zone a little less than the measured air temperature difference. The result of this is a tendency for the calculated gradients to be more steep than the real ones.

Therefore it can be concluded that it is possible with a satisfactory result to use a simple air flow model for calculation of upward and downward air flows in a dynamic simulation programme. Therefore in the future it is possible to improve thermal programmes with calculation of the vertical temperature gradients instead of, as today, where we mostly only calculate one temperature for the room air.

PH.D.-THESES ON INDOOR ENVIRONMENTAL TECHNOLOGY

THESIS NO. 1: P. Heiselberg: *Strømningsforhold i lokaler ventileret efter opblandings- og fortrængningsprincippet*. ISSN 0902-7513 R9015.

THESIS NO. 2: P. Kofoed: *Thermal Plumes in Ventilated Rooms*. ISSN 0902-7513 R9156.

THESIS NO. 3: M. Skovgaard: *Turbulent Flow in Rooms Ventilated by the Mixing Principle*. ISSN 0902-7513 R9145.

THESIS NO. 4: L. Germann: *REEXS - Reinforced Exhaust System* (in Danish). ISSN 0902-7513 R9154.

THESIS NO. 5: H. Overby: *Vertikale temperaturgradienter i rum med konvektive strømninger*. ISSN 0902-7513 R9312.

Department of Building Technology and Structural Engineering
The University of Aalborg, Sohngaardsholmsvej 57. DK 9000 Aalborg
Telephone: 45 98 15 85 22 Telefax: 45 98 14 82 43